

**Thermodynamische Analyse eines Brennstoffzellensystems zum  
Antrieb von Kraftfahrzeugen**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau der  
Universität Duisburg-Essen  
zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR

genehmigte Dissertation

von

Oliver Berger  
aus Bonn

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Klaus Görner  
Korreferent: Prof. Dr. rer. nat. Angelika Heinzel  
Tag der mündlichen Prüfung: 28.09.2009

**Eidesstattliche Erklärung**

Hiermit erkläre ich an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die in der Arbeit ausdrücklich zitierten Quellen benutzt habe.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

## Kurzfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die thermodynamische Analyse und Optimierung eines Brennstoffzellensystems zum Antrieb von Kraftfahrzeugen. Der Fokus ist im Wesentlichen auf die Kühlung des Brennstoffzellenstapelmoduls gelegt, wobei aufgrund der Vielzahl an Schnittstellen zwischen der Kühlung und den anderen Teilsystemen (Wasserstoff- und Luftversorgung) auch eine ganzheitlichere Betrachtung erforderlich ist.

Ausgangspunkt der Untersuchungen ist ein bestehendes Brennstoffzellenfahrzeug, anhand dessen in einem ersten Schritt experimentelle Untersuchungen auf Systemprüfständen und im Klimawindkanal durchgeführt werden. Die gewonnenen Messdaten dienen zum einen der Darstellung des Ist-Zustands und zur Ermittlung des Grenzbereichs der Wärmeabfuhr an die Umgebung über das Brennstoffzellen-Kühlsystem. Zum anderen werden sie zur Validierung eines dynamischen Kühlsystemsmodells herangezogen. Mittels dieses Simulationsmodells werden anschließend im Rahmen von Sensitivitätsanalysen die wesentlichen Einflussfaktoren zur Steigerung der Wärmeabfuhr an die Umgebung ermittelt. Die daraufhin durchgeführten Optimierungen betreffen die Verschaltung der Systemkomponenten sowie deren Auslegung und Platzierung im Fahrzeugvorderwagen. Auf Basis dieser und weiterer Erkenntnisse wird ein weiteres optimiertes Brennstoffzellenaggregat aufgebaut.

In einem weiteren Schritt wird dieses optimierte Aggregat auf einem Gesamtsystemprüfstand vermessen, um ganzheitliche energetische und exergetische Betrachtungen zu ermöglichen. Diese erfolgen über Sankey-Diagramme anhand derer die Energie- und Exergieströme visualisiert werden. Das verwendete Stapelmodul verfügt im betrachteten Betriebspunkt über einen Wirkungsgrad von 61 % wohingegen der Aggregatwirkungsgrad unter Berücksichtigung aller Nebenverbraucher 54 % beträgt. Die wesentlichen Exergieverluste lassen sich dem Brennstoffzellenstapelmodul, dem Befeuchter sowie dem Luftverdichter zuschreiben. Insbesondere zeigt sich ein weiteres Optimierungspotential in der Nutzung der Abgasexergie, die etwa 7,3 % der zugeführten Brennstoffexergie beträgt.

Nach der Integration des Brennstoffzellenaggregats in ein neues Fahrzeug wird auch dieses im Klimawindkanal vermessen, um die Optimierungsmaßnahmen auf Seiten des Kühlsystems zu bestätigen. Hierzu wird ein Vergleich der beiden Brennstoffzellenfahrzeuge mit Hilfe des sogenannten Großlockner-Fahrzyklus, der ein Abnahmekriterium für Kühlsysteme von Serienfahrzeugen darstellt, herangezogen. Gemäß der Prüfvorschrift wird hierbei das reale Steigungsprofil des Großlockners auf dem Rollenprüfstand des Klimawindkanals mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 55 km/h nachgefahren, ohne dass es dabei zur Überhitzung des Kühlsystems kommen darf. Die durchgeführte Optimierung hinsichtlich der Kühlerauslegung und Positionierung sowie der Verschaltung des Kühlsystems ermöglichen mit dem optimierten Fahrzeug das Einhalten der Prüfvorschrift wohingegen mit dem Vorgängerfahrzeug der Zyklus nur mit einer Fahrgeschwindigkeit von 35 km/h möglich ist.

Eine abschließende theoretische Betrachtung zeigt auf, welche weiterführenden Maßnahmen erforderlich sind, um eine ausreichende Kühlung in Ländern mit heißem Klima, wie beispielsweise den USA, zu gewährleisten. Ein wesentliches Ergebnis dieser Untersuchung ist, dass eine Anhebung der Kühlmitteltemperatur von derzeit 90 °C auf ca. 110 °C ausreichen würde, den Bedingungen dieser klimatischen Zonen Rechnung zu tragen.

**Inhalt**

1	Einleitung.....	7
2	Grundlagen der Brennstoffzellentechnologie .....	9
2.1	Funktionsweise der Polymermembran-Brennstoffzelle .....	11
2.2	Anforderungen an Brennstoffzellen-Kühlsysteme .....	15
2.3	Thermodynamische Grundlagen.....	18
2.3.1	Arten der Wärmeübertragung.....	18
2.3.2	Dimensionslose Kennzahlen .....	20
3	Einbindung des Kühlsystems in das Gesamtsystem .....	22
3.1	Brennstoffzellenstapelmodul.....	22
3.2	Kühlsysteme .....	23
3.2.1	NT-Kühlsystem .....	23
3.2.2	HT-Kühlsystem .....	23
3.3	Luftversorgung.....	26
3.4	Wasserstoffversorgung .....	27
4	Experimentelle Untersuchung des Kühlsystems .....	29
4.1	Vermessung im Klimawindkanal .....	29
4.1.1	Festlegung der Messstellen .....	32
4.1.2	Wasserstoffsicherheit im Klimawindkanal.....	34
4.1.3	Durchführung der Messungen.....	36
4.1.4	Messunsicherheiten .....	38
4.1.5	Auswertungen .....	43
4.2	Vermessung auf Systemprüfständen .....	66
4.3	Eigenschaften des Kühlmittels .....	74
4.3.1	Kühlmittel .....	75
4.3.2	Korrosion .....	75
4.3.3	Ionenfiltration .....	78
5	Kühlungssimulation.....	83
5.1	Modellbildung in KULI .....	83



---

5.1.1	Rechnerische Abbildung der Kühlluftführung .....	84
5.1.2	Simulationsergebnisse mit KULI.....	86
5.2	Modellbildung in Matlab/Simulink.....	88
5.2.1	Aufbau der Modulsimulation.....	90
5.2.2	Simulationsvalidierung .....	90
5.2.3	Simulationsergebnisse .....	93
5.2.4	Einbindung in die Gesamtsystems simulation .....	97
6	Auslegung und Simulation des optimierten Kühlsystems .....	99
6.1	Sensitivitätsanalysen .....	99
6.2	Kühlerauslegung.....	101
6.3	Lüfterauslegung .....	103
6.4	Thermostatauslegung .....	107
6.5	Auswahl des Kühlmittels .....	109
6.6	Auslegung des Ionentauschers.....	109
7	Aufbau des optimierten Systems .....	110
7.1	Brennstoffzellenstapelmodul.....	110
7.2	Luftversorgung.....	110
7.3	Wasserstoffversorgung .....	115
7.4	Kühlsystem .....	116
7.5	Voraussetzungen für den Froststart .....	120
7.6	Verschaltungsvarianten .....	122
7.7	Gesamtsystemverschaltung.....	125
8	Experimentelle Untersuchung des optimierten Systems .....	129
8.1	Vermessung des Laboraggregates .....	129
8.2	Energie- und Exergieflussdiagramm .....	133
8.3	Fahrzeugvermessung .....	143
8.3.1	Vermessung von Konstantfahrten .....	143
8.3.2	Großglockner-Zyklus.....	145
8.4	CFD-Berechnung der Vorderwagendurchströmung .....	150
8.5	Abgleich der Messergebnisse mit der CFD-Berechnung.....	153

---

8.6	Diskussion der Ergebnisse .....	154
9	Zusammenfassung und Ausblick .....	159
10	Formelzeichen und Indizes .....	165
10.1	lateinische Buchstaben.....	165
10.2	griechische Buchstaben.....	166
10.3	Indizes .....	167
11	Abbildungsverzeichnis .....	169
12	Tabellenverzeichnis .....	172
13	Literatur .....	173
14	Anhang.....	182

## 1 Einleitung

Einer Studie des IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) zufolge ist der weltweite Ausstoß an Kohlendioxidemissionen, der maßgeblich für den anthropogenen Treibhauseffekt verantwortlich ist, in den vergangenen 35 Jahren um 80 % gestiegen. Der World Energy Outlook 2008 der IEA (International Energy Agency) prognostiziert in einem Referenzszenario einen auf den Energiesektor zurückzuführenden Anstieg der CO<sub>2</sub>-Emissionen von 45 % bis 2030. Dieser weitere Anstieg würde langfristig einen durchschnittlichen Temperaturanstieg um 6 °C mit sich bringen. Um den CO<sub>2</sub>-Gehalt in der Atmosphäre und somit die Folgen für Mensch und Umwelt nachhaltig zu reduzieren, müsste der Kohlendioxid-Ausstoß der OECD-Länder bis 2030 um mindestens 20 % gegenüber dem Referenzszenario sinken. Einer der wesentlichen Anteile des globalen CO<sub>2</sub>-Ausstoßes lässt sich mit ca. 20 % auf den Straßenverkehrssektor zurückführen. [BER07], [BUN06], [IEA08]

Darüber hinaus geht aus einer Untersuchung des EWG (Energy Watch Group) hervor, dass das globale Ölfördermaximum bereits im Jahre 2006 erreicht worden ist, allerdings der Ölbedarf insbesondere aufgrund der schnell wachsenden Volkswirtschaften der Schwellenländer<sup>1</sup> weiterhin ansteigt. [ZIT07]

Um diesen beiden Zusammenhängen der Klimaerwärmung und der Ressourcenknappheit zukünftig gerecht zu werden, muss ein Umdenken bezüglich der Energieversorgung erfolgen. Ziel sollte es sein, die Verwendung von fossilen Energieträgern zu reduzieren, vermehrt regenerative Energiequellen zu erschließen und diese durch hocheffiziente Energiewandler maximal zu nutzen. Um diesen Forderungen nachzukommen, ist in Bezug auf den Verkehrssektor von den Regierungen einiger nordamerikanischer Bundesstaaten die ZEV-Gesetzgebung (Zero Emission Vehicle) eingeführt worden. Die ZEV-Gesetzgebung sieht vor, dass der Vertrieb von verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen zwangsweise den Vertrieb von emissionsfreien Fahrzeugen nach sich zieht. In den vergangenen Jahren haben sich mehr und mehr Bundesstaaten dieser Verpflichtung der Automobilindustrie angeschlossen und es ist zu erwarten, dass die Reglementierung künftig auch auf anderen Kontinenten Anwendung finden wird. Viele Automobilhersteller forcieren den Einsatz von Wasserstoff, der in einer Brennstoffzelle in Elektrizität zum Antrieb eines Elektromotors gewandelt wird, um den Forderungen der ZEV-Gesetzgebung aber auch dem Treibhauseffekt sowie der Ressourcenknappheit Rechnung zu tragen.

Brennstoffzellen sind hocheffiziente Energiewandler, die unter Verwendung von regenerativ erzeugtem Wasserstoff emissionsfrei betrieben werden können. Ein großer Anteil der inneren Energie des Wasserstoffs wird hierbei direkt in Elektrizität gewandelt. Für den Einsatz in Kraftfahrzeugen stellt die anfallende Wärme, die an die Umgebung abgeführt werden muss, den Verlust der Energiewandlung dar. Bevor allerdings die weitreichende Einführung von Brennstoffzellen zum Antrieb von Kraftfahrzeugen realisiert werden kann, gilt es zunächst, deren technologische Machbarkeit hinsichtlich ihrer Zuverlässigkeit, Einsatzfähigkeit und

---

<sup>1</sup> Länder, die sich im Übergang von Entwicklungsländern zu Industrieländern befinden (z.B. Indien und China)

Lebensdauer nachzuweisen. Hierzu werden Prototypenfahrzeuge mit Brennstoffzellenantrieb aufgebaut und sowohl im realen Fahrbetrieb als auch auf Prüfständen untersucht.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine thermodynamische Analyse eines Brennstoffzellensystems zum Antrieb von Kraftfahrzeugen durchgeführt. Hierzu erfolgt zunächst eine Ist-Zustands-Analyse des im Jahr 2004 aufgebauten Prototypenfahrzeugs HyMotion2 auf Basis des VW Tourans. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sollen die Grenzen bzw. das Optimierungspotential der Wärmeabfuhr an die Umgebung aufzeigen und eine Basis zum Aufbau und zur Validierung einer Brennstoffzellensystemsimulation bilden. Anhand dieser Simulation und der Erfahrungen durch die Fahrzeugvermessung im Rahmen der Ist-Zustands-Aufnahme gilt es, Optimierungen abzuleiten, die in den Aufbau einer nächsten Prototypengeneration HyMotion3 auf Basis des VW Tiguan einfließen sollen. Nach dem erfolgten Aufbau dieses Nachfolgers sind die prognostizierten Verbesserungen durch vergleichende Messungen zu überprüfen und das weitere Potential abzuschätzen.

## 2 Grundlagen der Brennstoffzellentechnologie

Für den Einsatz als Energiewandler im Kraftfahrzeug kommen mehrere Brennstoffzellenarten in Frage. Diese werden im Wesentlichen durch ihren Elektrolyten und der damit verbundenen Arbeitstemperatur unterschieden. Der Elektrolyt ist dabei maßgeblich für die Namensgebung der jeweiligen Brennstoffzellenart verantwortlich. Unterschieden wird zwischen der

- alkalischen Brennstoffzelle (AFC, Alkaline Fuel Cell), der
- Polymermembran-Brennstoffzelle (PEMFC, Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell oder Proton Exchange Membrane Fuel Cell), der
- phosphorsauren Brennstoffzelle (PAFC, Phosphoric Acid Fuel Cell), der
- Karbonatschmelzen-Brennstoffzelle (MCFC, Molten Carbonate Fuel Cell) und der
- Festoxid-Brennstoffzelle (SOFC, Solid Oxide Fuel Cell).

Zudem ist es möglich, eine Klassifizierung der Brennstoffzellenarten anhand der Arbeitstemperaturen vorzunehmen, indem bei AFC und PEMFC von Niedertemperatur- und bei MCFC und SOFC von Hochtemperatur-Brennstoffzellen gesprochen wird. Für Fahrzeugtraktionsanwendungen kommen heutzutage nahezu ausschließlich Niedertemperatur-Brennstoffzellen zum Einsatz. Dies ist maßgeblich durch die hohe Dynamikanforderung und die niedrige und somit gut beherrschbare Brennstoffzellen- und Systemtemperatur begründet [SCH02].

Im Folgenden wird eine Brennstoffzelle (BZ), die aus mehreren hundert gestapelten und elektrisch in Reihe geschalteten Einzelzellen bestehen kann, als Brennstoffzellenstapel oder Stack bezeichnet. Die elektrische Leistung eines BZ-Stacks ist in dieser Arbeit als Bruttoleistung zu verstehen. Ein Stapelmodul kann aus mehreren Stacks bestehen, die ebenfalls elektrisch miteinander in Reihe geschaltet sind. Das Brennstoffzellensystem umfasst neben dem Stapelmodul auch alle zur autarken Stromerzeugung erforderlichen Peripheriekomponenten, wobei sich dieses in mehrere Module oder Teilsysteme unterteilen lässt (siehe Kap. 3). Bei einem BZ-System wird von einem BZ-Aggregat gesprochen, sofern die Verschaltung für die Integration in ein Fahrzeug konzipiert ist und folglich die Komponentenpositionen an den Bauraum des Fahrzeugs angepasst sind. Der BZ-Antrieb beinhaltet zudem noch die zum Antrieb des Fahrzeugs notwendigen Komponenten, wie Umrichter, elektrischer Antriebsmotor, Getriebe und Traktionsbatterie. Diese dienen dem Zweck, die elektrische Leistung (in diesem Fall Nettoleistung) des BZ-Systems auf die Fahrbahn zu übertragen, bzw. zwischenzuspeichern. Abb. 2.1 fasst diese Terminologie, die insbesondere für die spätere Diskussion der Ergebnisse entscheidend ist, zusammen [DIL05].

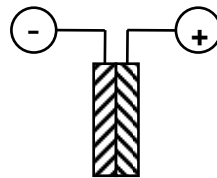
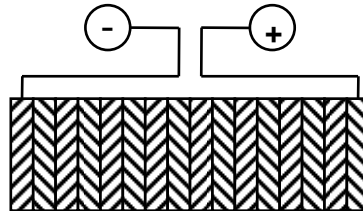
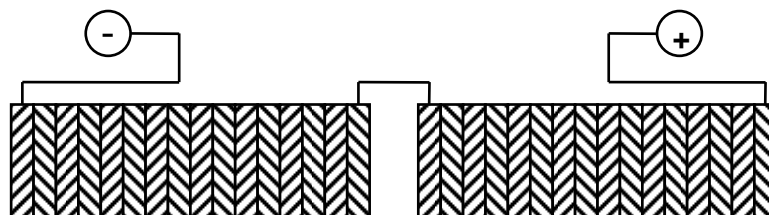
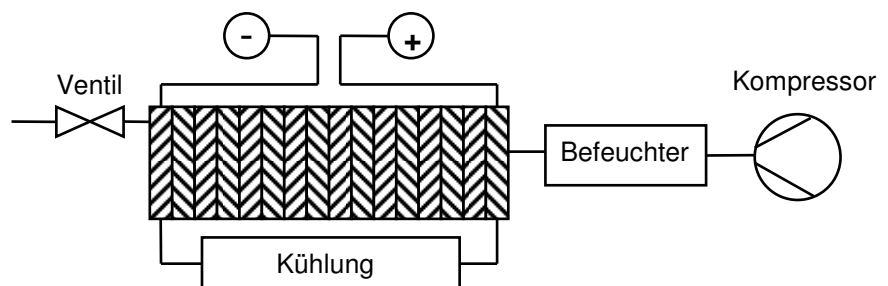
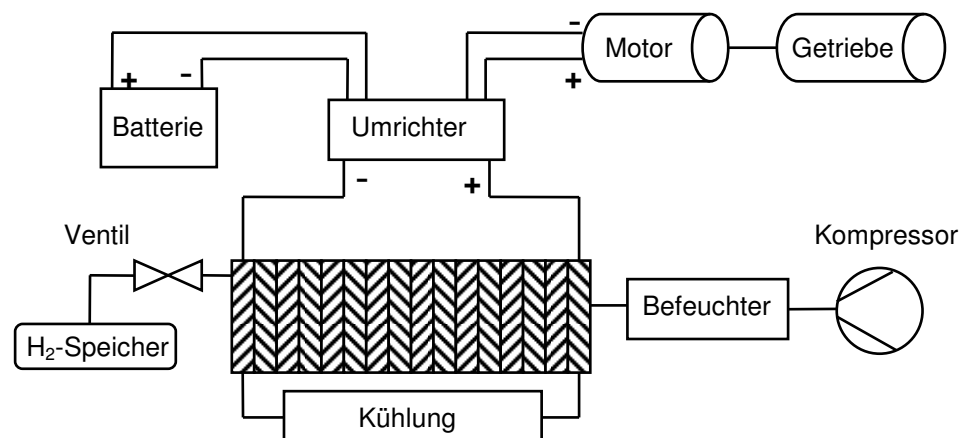
**BZ:****BZ-Stapel:****BZ-Stapelmodul:****BZ-System bzw.  
BZ-Aggregat:****BZ-Antrieb:**

Abb. 2.1: Unterscheidung zwischen BZ, BZ-Stapel, BZ-Stapelmodul, BZ-System/-Aggregat und BZ-Antrieb [DIL05]

Oftmals werden in der Literatur bei der Angabe von Wirkungsgraden und Leistungen verschiedene Systemgrenzen gezogen, wodurch es zu starken Abweichungen der Ergebnisse kommen kann und deren Vergleichbarkeit nicht mehr gegeben ist. Durch die hier eingeführte Nomenklatur für die beschriebenen Unterteilungen innerhalb eines Brennstoffzellenfahrzeugs soll dies verhindert werden.

## 2.1 Funktionsweise der Polymermembran-Brennstoffzelle

Die Brennstoffzelle ist ein elektrochemischer Energiewandler, der die innere Energie eines Brennstoffes direkt in Elektrizität und Wärme umwandelt. Entdeckt wurde das Funktionsprinzip durch den deutschen Chemiker Christian Friedrich Schönbein, der seine ersten Erkenntnisse bereits im Jahre 1839 in der Januar-Ausgabe des „Philosophical Magazine’s“ veröffentlichte. Im Laufe der Jahre wurde basierend auf dem Grundprinzip von Schönbein eine Vielzahl verschiedener BZ entwickelt.

Bei der hier betrachteten BZ-Art handelt es sich um eine PEMFC [JAN05].

Wichtigster Bestandteil ist neben Anode und Kathode der Elektrolyt, der die beiden Reaktionspartner voneinander trennt und somit deren spontane Umsetzung verhindert. Das Funktionsprinzip beruht auf einer kontrolliert ablaufenden chemischen Reaktion, bei der die Wasserstoffionen durch den Elektrolyt geleitet und die Elektronen über einen äußeren elektrischen Stromkreis geführt werden, in dem sie Arbeit verrichten können.

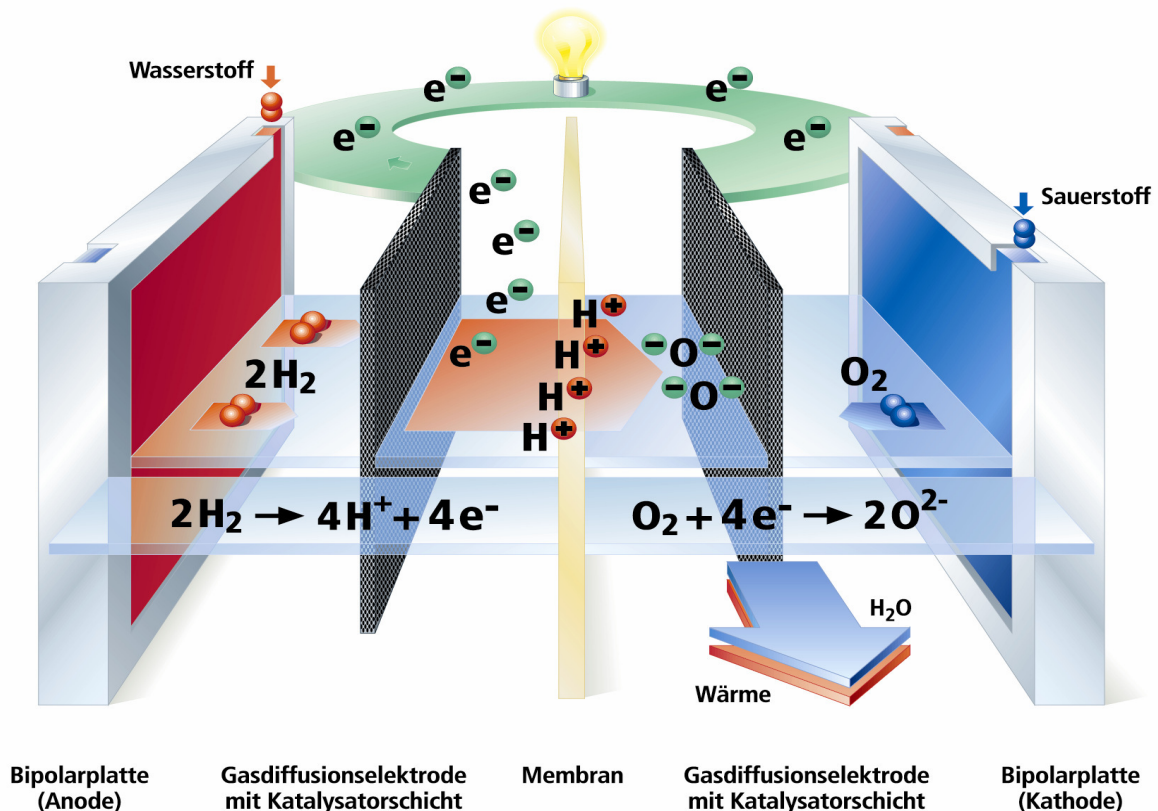


Abb. 2.2: Schematische Darstellung einer Polymermembran-Brennstoffzelle [REU01]

Im Fall der PEMFC werden, wie in Abb. 2.2 dargestellt, auf der Anodenseite ein wasserstoff- und auf der Kathodenseite ein sauerstoffhaltiges Gas (meist Luft) zugeführt. Die Wasserstoffmoleküle werden mit Hilfe eines Katalysators an der Anode ionisiert,



Als Katalysator wird bei heutigen PEMFC meist Platin verwendet. Die Ionenleitfähigkeit der Membran ist bei Polymermembran-Brennstoffzellen stark von deren Feuchtigkeit abhängig, weshalb die zugeführten Gase häufig befeuchtet werden müssen. An der Kathode nehmen die Sauerstoffmoleküle, ebenfalls mit Hilfe eines Katalysators, Elektronen auf,



und reagieren mit den Wasserstoffionen zu Wasser,



Für die Gesamtreaktion,



lässt sich die Enthalpieänderung  $\Delta H$  nach dem Hess'schen Wärmesatz bestimmen. Die freie Enthalpiedifferenz  $\Delta G$  ist im isothermen Fall um die zu übertragende Wärme  $T\Delta S$  kleiner als die Reaktionsenthalpie  $\Delta H$ ,

$$\Delta G = \Delta H - T\Delta S. \quad (2.5)$$

Nach dem Gesetz von Faraday gilt

$$\frac{\Delta G}{z \cdot F} = -U. \quad (2.6)$$

Dies beschreibt den Zusammenhang zwischen Energie und Ladung. Hierbei ist  $z$  die Anzahl der an der Reaktion beteiligten Elektronen,  $F$  die Faradaykonstante und  $U$  die elektrische Spannung. Da sich  $\Delta G$  aus den bekannten Stoffeigenschaften der Produkte und Edukte ergibt, kann die über die Zelle abfallende Spannung berechnet werden.

Tab. 2.1: Enthalpien sowie Spannungen für die Wasserstoffoxidation bei 25 °C [STO02]

Reaktion	$-\Delta H^0$	$U_B^0$ bzw. $U_H^0$	$-\Delta G^0$	$U^0$	$\eta_{th}$
	kJ/mol	V	kJ/mol	V	-
$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O_{liq}$	286,0	1,482	237,3	1,229	0,829
$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O_{gas}$	241,8	1,253	228,6	1,185	0,946



In Tab. 2.1 sind entsprechend der Reaktions- und freien Enthalpien die sich nach dem Faraday-Gesetz ergebenden Spannungen für den Fall, dass das Produktwasser flüssig und gasförmig anfällt, dargestellt (siehe auch Abb. 2.3). Unter der Verwendung der Reaktionsenthalpie bei Standardbedingungen  $\Delta H^0$  (Druck von 1 bar und Temperatur von 298 K) ergibt sich die so genannte Heizwertspannung  $U_H^0$  bzw. Brennwertspannung  $U_B^0$ . Diese stellt die Grenze des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik (Energieerhaltung) dar. Durch Einsetzen von  $\Delta G^0$  in Gleichung 2.6 ergibt sich für den Fall flüssigen Produktwassers eine als Standardpotential (oftmals auch reversible Leerlaufspannung) bezeichnete Spannung von  $U^0 = 1,229 \text{ V}$ . Für den Fall des gasförmigen Produktwassers berechnet sich  $U^0$  zu 1,185 V. Eine Brennstoffzelle, bei der im stromlosen Zustand dieses Standardpotential zwischen Anode und Kathode anliegt, kann als reversible Brennstoffzelle bezeichnet werden. Bei der Wasserstoffoxidation ist das Standardpotential folglich im Sinne des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik die maximal zu erreichende Spannung, wohingegen die Brenn- bzw. Heizwertspannung eine rein theoretische Größe ist, die nie erreicht werden kann. Aufgrund der im Inneren der Brennstoffzelle ablaufenden irreversiblen Prozesse ist die tatsächlich erreichbare Klemmenspannung in der technischen Anwendung niedriger als das hier berechnete Standardpotential.

Über das Verhältnis des Standardpotentials zur Brenn- bzw. Heizwertspannung lässt sich der maximale thermodynamische Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\Delta G}{\Delta H} = \frac{U^0}{U_H^0} \quad (2.7)$$

zu 0,829 (Produktwasser flüssig), bzw. 0,946 (Produktwasser gasförmig) im isothermen Fall berechnen. Somit lassen sich bei der Wasserstoffoxidation theoretisch annähernd 95 % der inneren Energie des Brennstoffes in Arbeit umwandeln. Der übrige Anteil muss in Form von Wärme an die Umgebung abgeführt werden [BAE06a].

Abweichungen von den Standardbedingungen haben einen Einfluss auf die freie Enthalpie der Reaktion und damit auf das nach Gl. 2.6 berechnete Potential. Es wird dann von der Nernstspannung  $U_N$  gesprochen. Da für viele technische Anwendungen die Spannung von ca. 1 V nicht ausreicht, werden mehrere Zellen zu einem BZ-Stapel (bzw. Stapelmodul) in Reihe geschaltet. Es werden dabei sog. Bipolarplatten verwendet, die auf jeder Seite eines der beiden Eduktgase der entsprechenden Elektrode zuführen. Für den Gastransport ist eine Vielzahl kleiner Kanäle mit einem Querschnitt von wenigen mm<sup>2</sup> in die Bipolarplatte eingearbeitet. Die Geometrie und Anordnung der Kanäle wird auch als Flowfield bezeichnet.

Beim Betrieb der BZ treten Verluste auf, die die an den Zellen anliegende Spannung beeinflussen. Es werden drei maßgebliche Spannungsverluste unterschieden, die als Überspannungen  $U$  bezeichnet werden:

- Durchtrittsüberspannungen  $U_{\text{Durch}}$  entstehen aufgrund der endlichen Geschwindigkeit beim Ladungsdurchtritt an der Grenze von Elektronen und Ionen leitender Phase. Sie

beinhalten weiterhin Verluste aufgrund von Gaspermeation und daraus resultierender Mischpotenzialbildung, sowie internem Elektronentransfer durch den Elektrolyten. [TUE04]

- Die Membran-Elektrodeneinheit stellt einen mit ohmschen Verlusten behafteten Leiter dar. Die über diesen Widerstand abfallende Spannung wird ohmsche Überspannung  $U_{\Omega}$  genannt.
- Ist die Stromdichte so hoch, dass Brenn- und Oxidationsgas nicht schnell genug nachgeführt werden können, resultiert ein Spannungsabfall, der als Konzentrationsüberspannung  $U_{\text{Konz}}$  bezeichnet wird. Der Transport der Gase ist in der Regel durch deren Diffusionsgeschwindigkeit in den Elektroden begrenzt.

Die Spannung einer Zelle  $U_Z$  ergibt sich zu

$$U_Z = U_N - U_{\text{Durch}} - U_{\Omega} - U_{\text{Konz}}. \quad (2.8)$$

Der Einfluss von  $U_{\text{Konz}}$  spielt bei kleinen Stromstärken noch keine Rolle, da an den Elektroden mehr Gas angeboten wird, als verbraucht werden kann. Die ohmschen Verluste sind für den gesamten Betriebsbereich einer Brennstoffzelle relevant. Der Einfluss von  $U_{\text{Durch}}$  wird bei größeren Stromstärken vernachlässigbar klein. Der elektrochemische Brennstoffzellenwirkungsgrad  $\eta_{\text{ec}}$  ist definiert als Quotient aus Zellspannung zu Standardpotential,

$$\eta_{\text{ec}} = \frac{U}{U^0} = \frac{z \cdot F \cdot U_Z}{\Delta G}. \quad (2.9)$$

In dieser Arbeit ist die bei der Reaktion frei werdende Wärme von Bedeutung, so dass die Verwendung des thermodynamischen Wirkungsgrades unter Zuhilfenahme der Heizwertspannung  $U^0_{\text{H}}$  bzw. Brennwertspannung  $U^0_{\text{B}}$ ,

$$\eta_{\text{th}} = \frac{U}{U^0_{\text{H}}} = \frac{z \cdot F \cdot U_Z}{\Delta H} = \frac{U_Z \cdot I_Z}{U^0_{\text{H}} \cdot I_Z} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{H}_{\text{H}_2}}, \quad (2.10)$$

sinnvoll ist. Dieser Wirkungsgrad ist direkt mit dem in der Kraftwerkstechnik häufig verwendeten Wirkungsgrad,

$$\eta = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_{\text{u}}} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{H}_{\text{Br}}}, \quad (2.11)$$

vergleichbar.

Das Auftragen der Zellspannung über der Stromstärke ergibt die Strom-/Spannungs-Kennlinie der BZ, in der sich die Verluste durch Überspannungen sowie Abweichen von den Standardbedingungen darstellen lassen. Abb. 2.3 stellt schematisch die Strom-/Spannungskennlinie einer Brennstoffzelle dar.

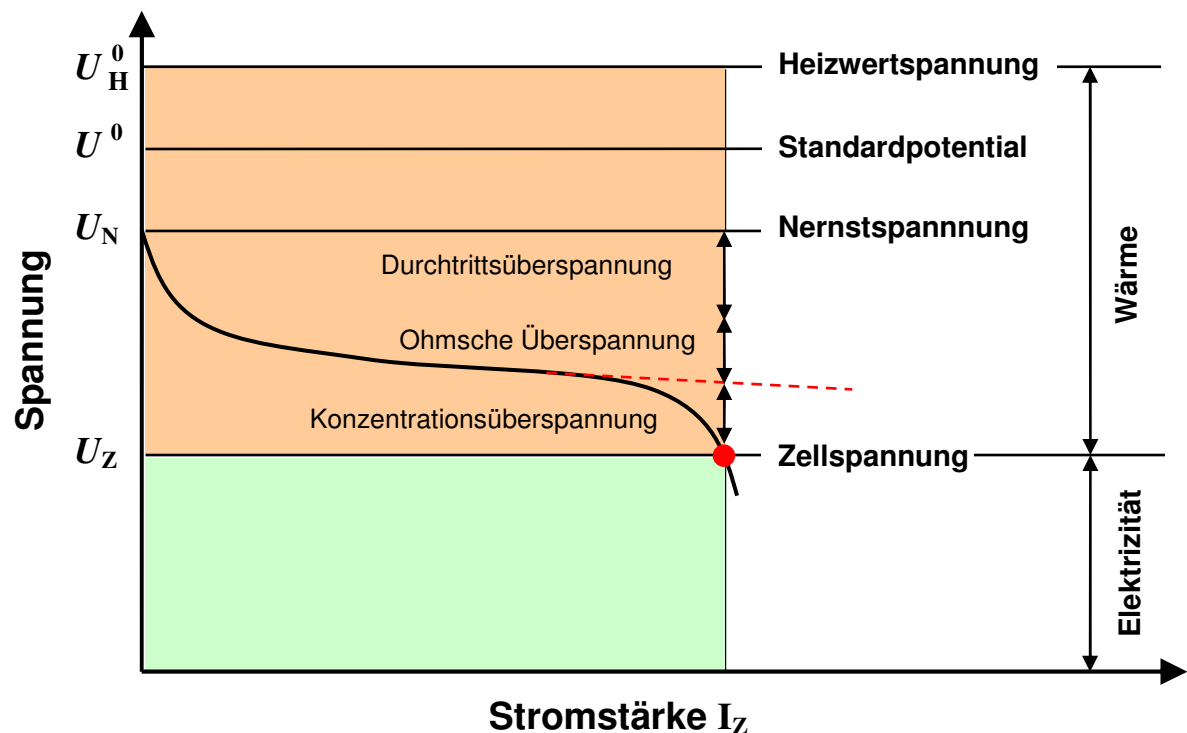


Abb. 2.3: Schematische Darstellung der Strom-/Spannungs-Kennlinie und der verschiedenen Überspannungen [STO02]

Die Zell- und Überspannungen beziehen sich auf den rot eingezeichneten Betriebspunkt. Die rot gestrichelte Linie stellt den Verlauf der Kennlinie unter Vernachlässigung der Konzentrationsüberspannung dar. Die grüne Fläche bestimmt die elektrische Leistung für den gegebenen Betriebspunkt, die rote Fläche hingegen den Verlustwärmestrom.

## 2.2 Anforderungen an Brennstoffzellen-Kühlsysteme

Die Anforderungen, die an die Kühlung von Brennstoffzellensystemen gestellt werden, entsprechen im Grundsatz denen von Verbrennungskraftmaschinen (VKM). Das Kühlsystem muss die durch die Energiewandlung anfallende Wärme an die Umgebung abtransportieren und somit den Energiewandler temperieren. Dazu wird ein wärmeführendes Medium in einem Kreislauf betrieben, wobei es durch den Energiewandler gefördert wird, in dem es einen Großteil der Wärme aufnimmt. Anschließend strömt der Wärmeträger durch eine Wärme-senke und gibt die aufgenommene Energie an die Umgebung ab. Um dies auf dem für optimalen Wirkungsgrad und hohe Standzeit des Energiewandlers erforderlichen Temperaturniveau zu realisieren, treten verschiedene Regelmechanismen in Kraft. Das Temperaturniveau ergibt sich durch die stoffspezifischen Eigenschaften und Massenströme der an der Wärmeübertragung beteiligten Medien. Im Unterschied zu herkömmlichen VKM (80...120 °C) liegt dieses Temperaturniveau bei der PEMFC derzeit bei ca. 80 °C.

Bei Verbrennungsmotoren treten überaus höhere Temperaturen im Brennraum auf, wodurch das Abgas eine erheblich höhere Abgasenthalpie besitzt. Abb. 2.4 stellt die Energieströme der beiden Energiewandlungsprozesse qualitativ gegenüber.

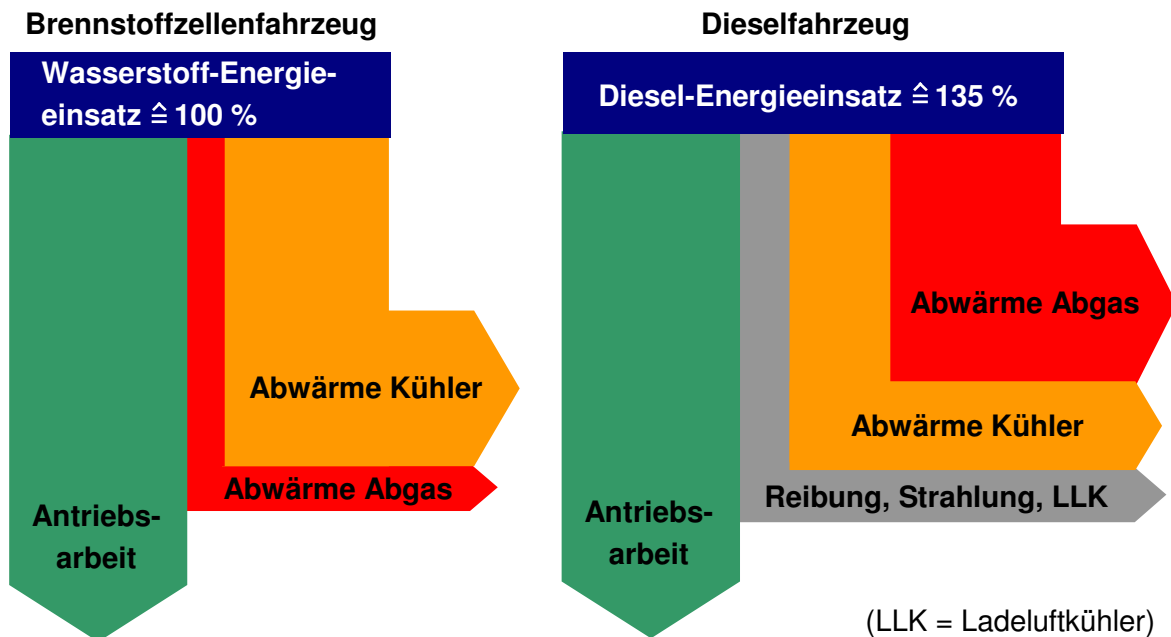


Abb. 2.4: Gegenüberstellung der Energieströme eines BZ-Fahrzeugs und eines Dieselfahrzeugs [FEL04]

In der Brennstoffzelle wird der zugeführte Wasserstoff in etwa 50 % elektrische Arbeit umgewandelt. Diese wird anschließend durch einen elektrischen Antriebsmotor in mechanische Arbeit gewandelt und an die Räder übertragen. Die restlichen 50 % der zugeführten chemisch gebundenen Energie werden in Wärme umgewandelt, die abzuführen ist. Aufgrund der geringen Betriebstemperatur besitzt das aus sauerstoffarmer Luft und Produktwasser bestehende Abgas nur eine geringe Temperaturdifferenz zur Umgebung. Der Wärmeaustrag liegt somit bei ca. 5...10 % des gesamten Energieeintrags. Insofern müssen zwischen 40 und 45 % der Brennstoffenergie in Form von Wärme über das Kühlmittel abgeführt werden. Bei einer derzeit für den Antrieb von Kraftfahrzeugen üblichen Brennstoffzellenbruttoleistung von 80 kW müssen über das Kühlsystem ca. 70 kW an die Umgebung abgeführt werden. Auf der rechten Seite der Abb. 2.4 sind die Energieflüsse für einen Dieselmotor dargestellt. Der Dieselenergieeinsatz ist dabei so skaliert worden, dass die mechanische Arbeit den gleichen Betrag wie bei der Brennstoffzelle aufweist. Hierdurch ist der schlechtere Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors berücksichtigt worden. Es wird deutlich, dass durch die hohe Brennraumtemperatur der Großteil der Wärme durch das Abgas abgeführt wird. Der durch das Kühlmittel zu realisierende Wärmeaustrag ist somit erheblich geringer. Ein weiterer Wärmeaustrag erfolgt über den Ölkreislauf, zusätzliche Kühler und die Strahlung der Oberflächen. Häufig wird bei VKM von der so genannten 1/3-Regel gesprochen, bei der die mechanische Arbeit und die durch das Abgas sowie über das Kühlsystem abgeführten Wärmen gleichermaßen aufgeteilt werden.

Für den Wärmeaustrag über das Kühlsystem an die Umgebung wird bei Kraftfahrzeugen üblicherweise ein Kühler im Frontend verwendet. Dieser führt die Wärme des inneren Mediums (Kühlwasser) an die im Kreuzstrom geleitete Fahrtluft (äußeres Medium) ab. Die Fahrtluft wird durch Lufteinlässe in der Frontschürze des Fahrzeugs in den Motorinnenraum geleitet, wobei sie den Kühler durchströmt. Zur Unterstützung der Luftführung werden dem

Kühler bedarfsabhängig geregelte Lüfter nachgeschaltet. Hinter dem Kühler wird die warme Austrittsluft in den unteren Bereich des Fahrzeugs abgeleitet. Maßgeblich für den Luftvolumenstrom sind der Staudruck an den Einlassöffnungen sowie der Druckverlust über die durchströmten Komponenten des Vorderwagens. Neben dem durchströmten Kühler selbst spielen die Strömungsverhältnisse im Motorraum eine entscheidende Rolle für den luftseitigen Druckverlust. Insbesondere bei Brennstoffzellenfahrzeugen, bei denen die Brennstoffzelle und ein Grossteil der Systemkomponenten im Vorderwagen platziert sind, ergibt sich eine denkbar ungünstige Luftdurchströmung des Kühlers. Der Aufbau eines Vorderwagens ist in Abb. 2.5 in einem Schnittbild dargestellt.

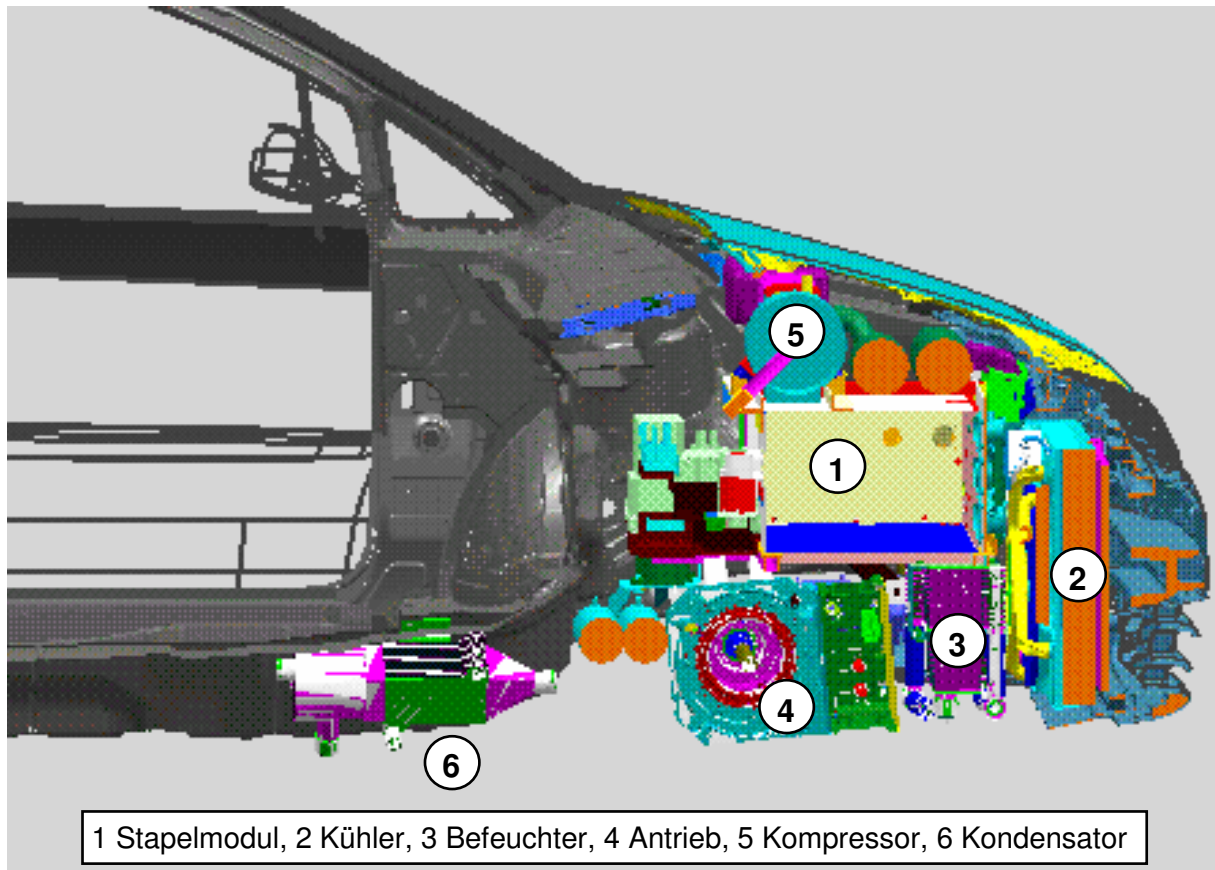


Abb. 2.5: Schnittdarstellung vom Vorderwagen des HyMotion2

Hinter dem Kühlermodul befindet sich im oberen Bereich das Stapelmodul und im unteren Bereich das Befeuchtungsmodul. Daran schließt sich der Antriebsmotor an, hinter dem der Großteil der Kühlluft abströmt. Ein Teil der Strömung wird über den oberen Bereich des BZ-Systems geleitet, wo sich das Luftmodul befindet. Insgesamt ist der Motorraum stark zugebaut, wodurch ein hoher luftseitiger Druckverlust über den gesamten Vorderwagen zu erwarten ist.

Die treibende Kraft für den Wärmestrom ist die Temperaturdifferenz zwischen dem wärmeabgebenden und dem wärmeaufnehmenden Medium. Bei der PEMFC ist diese durch die geringe Stapelmodultemperatur von 80 °C sehr niedrig. Bei einer Umgebungslufttemperatur von 40 °C beträgt die Eingangstemperaturdifferenz des BZ-Kühlers etwa die Hälfte der des

VKM-Kühlers. Um bei diesen Gegebenheiten die Abwärme an die Luft abzuführen, müssen erhebliche Anstrengungen betrieben werden.

Gemäß diesen Überlegungen erscheint der begrenzende Faktor bei der Kühlung der Brennstoffzelle, bedingt durch die geringe Temperaturdifferenz und die ungünstigen Strömungsverhältnisse, durch die Luftseite des Kühlers gegeben zu sein. Mögliche Ansatzpunkte liegen in der Optimierung der luftseitigen Durchströmung, den Kühlerabmessungen oder der wasserseitigen Verschaltung der Systemkomponenten. Diese Varianten gilt es im Rahmen dieser Arbeit experimentell, theoretisch und mit Hilfe von Simulationsmodellen zu prüfen.

Ein weiterer Unterschied zwischen einem Kühlsystem für Brennstoffzellen und einem für Verbrennungsmotoren, liegt im verwendeten Kühlmedium. Entgegen der üblichen Verwendung von Wasser/Glykol-Gemisch, erfordert die Brennstoffzelle ein elektrisch nicht leitfähiges Kühlmittel. Hierbei kommt deionisiertes Wasser zur Verwendung. Dieses jedoch bedingt aufgrund seiner Aggressivität die Verwendung von hochwertigen Materialien und bedarf eines Ionentauschers, der die geringe Leitfähigkeit sicherzustellen hat. Ein Teil dieser Arbeit befasst sich mit der Auswahl alternativer Kühlmedien, der Auslegung von Ionentauscherpatronen und der Durchführung von Materialbeständigkeitsuntersuchungen.

## 2.3 Thermodynamische Grundlagen

In der Thermodynamik wird Energie, die die Grenze eines Systems überschreitet, dann als Wärme bezeichnet, wenn der Energietransport allein durch einen Temperaturunterschied zwischen dem System und seiner Umgebung bewirkt wird [BAE06b]. Es werden drei grundlegende Arten der Wärmeübertragung unterschieden: Wärmeleitung, konvektiver Wärmeübergang und Wärmestrahlung.

### 2.3.1 Arten der Wärmeübertragung

#### Wärmeleitung

Wärmeleitung basiert auf dem Energietransport zwischen benachbarten Molekülen aufgrund einer Temperaturdifferenz. In strahlungsundurchlässigen Festkörpern wird Energie ausschließlich durch Wärmeleitung transportiert [BAE06b]. Bei Fluiden überlagert sich dem Wärmeleitvorgang der Energietransport aufgrund der Strömungsbewegung sowie aufgrund von Wärmestrahlung. Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  ist definiert als Quotient aus dem senkrecht durch eine Fläche tretenden Wärmestrom und der entsprechenden Fläche. Das Gesetz von Fourier besagt, dass  $\dot{q}$  dem Temperaturgradienten proportional ist,

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad}(\vartheta). \quad (2.12)$$

Dabei bezeichnet  $\lambda$  die als Wärmeleitfähigkeit bezeichnete Stoffeigenschaft. Sie ist im Allgemeinen von der Temperatur und dem Druck abhängig.

### Konvektiver Wärmetransport

Als Konvektion wird der Energietransport aufgrund der Bewegung eines Fluides bezeichnet. Unter konvektivem Wärmeübergang wird die Überlagerung von Konvektion und Wärmeleitung verstanden [BAE06b]. Für diese Arbeit ist ausschließlich der konvektive Wärmeübergang zwischen einer festen Wand und einem strömenden Fluid von Interesse. Es wird dabei zwischen erzwungener und natürlicher Konvektion unterschieden. Zur Erläuterung der natürlichen Konvektion wird ein ruhender Körper betrachtet, der zunächst im thermischen Gleichgewicht mit einem Fluid ist, das ihn umgibt. Ändert sich nun die Temperatur des Körpers, wird das umgebende Fluid in Abhängigkeit der Entfernung vom Körper unterschiedlich abgekühlt oder aufgewärmt. Die resultierenden Temperaturunterschiede im Fluid bedingen aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Dichte eine Strömung. Es wird in diesem Zusammenhang von freier oder auch natürlicher Konvektion gesprochen. Im Fall der erzwungenen Konvektion liegt zusätzlich eine überlagerte, durch andere Ursachen hervorgerufene, Außenströmung vor.

Die an der Wand auftretende Wärmestromdichte hängt auf komplexe Weise von dem Geschwindigkeits- und Temperaturfeld im Fluid ab, für die es nur in Grenzfällen analytische Lösungen gibt. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  gibt die Wärmestromdichte an der Wand  $\dot{q}_w$  in Abhängigkeit der Wandtemperatur  $\vartheta_w$  sowie der Fluidtemperatur  $\vartheta_F$  außerhalb der Grenzschichten an,

$$\alpha = \frac{\dot{q}_w}{\vartheta_w - \vartheta_F} . \quad (2.13)$$

Für bestimmte Fälle, wie die ebene, längs angeströmte Platte, das durchströmte Rohr oder den quer angeströmten Zylinder gibt es empirische Gleichungen, mit denen sich  $\alpha$  berechnen oder zumindest abschätzen lässt. Auf einige dieser Fälle wird später noch eingegangen.

### Wärmestrahlung

Jeder Körper gibt Energie durch elektromagnetische Wellen an seine Umgebung ab. Trifft Strahlung auf Materie, so wird sie entweder absorbiert und in innere Energie der Materie umgewandelt oder reflektiert, oder sie tritt ohne Wechselwirkung hindurch. In dieser Arbeit wird nur die Wärmestrahlung strahlungsundurchlässiger Festkörper berücksichtigt. Emission und Absorption spielen sich in diesem Fall lediglich in den obersten Schichten des Festkörpers ab und können als zu vernachlässigende Oberflächeneffekte idealisiert werden [BAE06b].

Die maximale von einem Körper ausgesandte Wärmestrahlung ergibt sich mit Hilfe der Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma$  entsprechend der Gleichung

$$\dot{q}_{\text{Str}} = \sigma \cdot T^4 . \quad (2.14)$$

Ein Körper, der diese maximale Wärmestrahlung erreicht, wird auch als schwarzer Körper bezeichnet. Für reale Körper wird ein Faktor  $\varepsilon < 1$  definiert, mit dem die rechte Seite von Gl. 2.3 multipliziert wird.  $\varepsilon$  wird Emissionsgrad genannt und stellt eine temperaturabhängige Materialeigenschaft dar. Da jeder reale Körper Wärme ausstrahlt, ist die Beschreibung der Wechselwirkungen innerhalb eines realen Systems aufgrund von Strahlungseffekten sehr komplex. Für die Beschreibung der Wechselwirkungen werden noch die drei Größen Reflektions-, Absorptions- und Transmissionsgrad jedes Körpers benötigt. Als grauer Körper wird ein Körper bezeichnet, dessen Emissionsgrad gleich dem Absorptionsgrad ist. Hier wird lediglich der Sonderfall eines grauen Strahlers der Temperatur  $T$  und eine sich als schwarzer Körper verhaltende Umgebung der Temperatur  $T_U$  betrachtet. Auf diese Weise lässt sich ein einfacher Zusammenhang für die Temperaturen  $T$ ,  $T_U$  und dem sich unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen einstellenden Wärmestrom zwischen Körper und Umgebung angeben,

$$\dot{Q} = A \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T^4 - T_U^4). \quad (2.14)$$

Um den Strahlungsanteil leichter mit dem evtl. auftretenden konvektiven Anteil des Wärmestromes vergleichen zu können, kann der Wärmeübergangskoeffizient der Strahlung definiert werden,

$$\alpha_{\text{Str}} = \varepsilon \cdot \sigma \frac{T^4 - T_U^4}{T - T_U}, \quad \dot{q}_{\text{Str}} = \alpha_{\text{Str}} \cdot (T - T_U). \quad (2.15)$$

Ein direkter Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten ist allerdings nur dann sinnvoll, wenn die Umgebungstemperatur ungefähr der Fluidtemperatur entspricht.

### 2.3.2 Dimensionslose Kennzahlen

Mit Hilfe dimensionsloser Kennzahlen lässt sich die Dimension eines Problems oft reduzieren und Lösungen bestimmter Probleme lassen sich leichter auf andere Fragestellungen übertragen. Die Einführung von dimensionslosen Kennzahlen erlaubt die Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze ( $\pi$ -Theorem), die in späteren Parametervariationen verwendet werden. Im Folgenden werden die in dieser Arbeit verwendeten dimensionslosen Kennzahlen der Wärmeübertragung zusammengefasst.

#### Nusselt-Zahl

Diese Kennzahl wird mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ , der Wärmeleitfähigkeit des Fluides  $\lambda_F$  und einer charakteristischen Länge des Wärmeleitproblems  $L_0$ , gebildet,

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_0}{\lambda_F}. \quad (2.16)$$

Die Nusselt-Zahl setzt den konvektiven Wärmeübergang in der Grenzschicht zwischen einer festen Oberfläche und einem strömenden Medium zur reinen Wärmeleitung im Fluid ins Verhältnis.



Biot-Zahl

Die Biot-Zahl ist definiert als

$$Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}, \quad (2.17)$$

wobei  $\lambda$  hier im Gegensatz zur Nusselt-Zahl die Wärmeleitfähigkeit eines Festkörpers und  $L$  eine charakteristische Länge des entsprechenden Wärmeleitvorganges bedeutet.

Prandtl-Zahl

Die Prandtl-Zahl ergibt sich aus der dynamischen Viskosität  $\eta$ , der spezifischen isobaren Wärmekapazität  $c_p$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Fluides,

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}. \quad (2.18)$$

Die Prandtl-Zahl verknüpft das Temperatur- mit dem Geschwindigkeitsfeld [BAE06b]. Es besteht bei Luft wie auch bei Wasser eine Druck- und Temperaturabhängigkeit der Prandtl-Zahl. In dieser Arbeit wird die Druckabhängigkeit vernachlässigt. Wie in zahlreichen Literaturquellen vorgeschlagen, wird die Temperaturabhängigkeit bei Standarddruck durch Polynome berücksichtigt.

Grashof-Zahl

Die Grashof-Zahl wird in dieser Arbeit für die Abschätzung des Wärmeübergangs bei freier Konvektion benötigt. Es wird hier angenommen, dass die Temperaturabhängigkeit der Dichte ausschließlich für die Auftriebskräfte in einem Fluid relevant ist. Andere temperaturabhängige Stoffwerte werden als konstant angenommen. Diese Annahme wird als Boussinesq-Approximation bezeichnet. Die Grashof-Zahl kann in diesem Fall formuliert werden als

$$Gr = \frac{g \cdot \beta_F \cdot (\vartheta_w - \vartheta_F) \cdot L_0^3}{\nu^2}. \quad (2.19)$$

Dabei bezeichnet  $g$  die Gravitationskonstante,  $\beta_F$  den Wärmeausdehnungskoeffizienten des Fluides,  $\nu$  die kinematische Viskosität und  $L_0$  eine charakteristische Länge des Wärmeübertragungsproblems.

Anhand der eingeführten Kennzahlen lassen sich komplexere formelmäßige Zusammenhänge auf einige wenige dimensionslose Kennzahlen vereinfachen. Somit ist ein physikalischer Vorgang auf einen Modellvorgang zurückführbar. Bleiben alle dimensionslosen Kennzahlen, die ein physikalisches System beschreiben, zwischen Original und Modell gleich, so ist sichergestellt, dass die beiden Systeme bei den ablaufenden Vorgängen physikalisch ähnlich sind. Ergebnisse aus dem Modell können dann ohne Einschränkung auf das Original übertragen werden. Aus der Gleichheit der dimensionslosen Kennzahlen ergeben sich Anforderungen an das Modell, zu denen stets auch die geometrische Ähnlichkeit zwischen Original und Modell gehört.

### 3 Einbindung des Kühlsystems in das Gesamtsystem

Das bestehende Brennstoffzellen-System des HyMotion2 kann in das Kühlsystem sowie die Luft- und Wasserstoffversorgung unterteilt werden. Im Folgenden wird das bestehende Kühlsystem sowie dessen Einbindung in das Gesamtsystem erläutert, da es sowohl hardware- als auch softwareseitig eine Vielzahl an Schnittstellen zu den anderen Teilsystemen aufweist. Abb. 1 im Anhang zeigt das Flowsheet des Gesamtsystems dar, wobei die Kühlkreisläufe grün, die Luftversorgung blau, die Wasserstoffversorgung rot und der Befeuchtungskreislauf schwarz gekennzeichnet sind. Ferner sind alle im Fahrzeug verbauten Aktoren und Sensoren verzeichnet.

#### 3.1 Brennstoffzellenstapelmodul

Da das Gesamtsystem den sicheren und zuverlässigen Betrieb des eigentlichen Brennstoffzellenstapelmoduls ermöglichen soll, ist es sinnvoll, eingangs die erforderlichen Betriebsparameter des Stapelmoduls zu diskutieren.

Das beim HyMotion2 verwendete Stapelmodul verfügt über 440 Zellen, die in vier Stapeln in einer Einhausung platziert sind. Die Einhausung selbst verfügt über jeweils drei Medienanschlüsse am Eingang und am Ausgang. Des Weiteren wird über eine Drainage-Pumpe in der Einhausung befindliches Wasser abgepumpt. Über einen so genannten Ventilation-Kompressor wird die Einhausung im Betrieb permanent mit Frischluft durchspült, um eventuell austretenden Wasserstoff auszutragen. Die Bipolarplatten bestehen aus Graphit, in dem die Gas- und Kühlwasserkanäle eingearbeitet sind.

Das Stapelmodul verfügt über eine Einzelzellspannungsmessung (Cell Voltage Measurement, CVM), wobei jeweils die Spannung zweier Zellen gemessen und gemittelt wird. Die Zellspannung bietet eine sehr gute Option zur Überwachung. Eine im Betrieb zu weit abfallende Zellspannung ist meist ein Zeichen für eine mangelnde lokale oder globale Gasversorgung, die z. B. durch Verstopfen der Gaskanäle durch Wassertropfen begründet sein kann.

Des Weiteren lassen sich über den Zellspannungsverlauf Aussagen über den Stapelmodulzustand bzw. seine Degradation treffen.

Insgesamt kann bei maximaler Last eine Stromstärke von 300 A gezogen werden, was zu einer Bruttostapelmodulleistung von 85 kW führt.

Die Brennstoffzelle kann zwar bei Außentemperaturen von -25 bis 80 °C betrieben werden, allerdings darf die Stapelmodultemperatur nie unterhalb 2 °C sinken. Somit ist das Stapelmodul nicht frosttauglich und muss vor niedrigeren Außentemperaturen geschützt werden. Die für die Kühlung maßgebliche maximale Kühlmitteltemperatur am Stapelmodulaustritt beträgt 80 °C.

## 3.2 Kühlsysteme

Das Gesamtsystem verfügt über zwei getrennte Kühlsysteme, die sich in ihrem Temperaturniveau unterscheiden. Zum einen kühlt das Niedertemperatur-Kühlsystem (NT) die elektrischen Komponenten wie den Antriebsmotor und die Spannungswandler auf einem Temperaturniveau von ca. 60 °C. Zum anderen gibt es den Hochtemperatur-Kühlkreislauf (HT), der für die Kühlung der Brennstoffzelle sowie der meisten Systemkomponenten verantwortlich ist.

### 3.2.1 NT-Kühlsystem

Das NT-Kühlsystem (Abb. 1 des Anhangs) ist ein kleiner Kühlkreislauf, der hauptsächlich elektrische Komponenten, wie den Fahrtrieb oder Wandler und Frequenzumrichter kühlt. Diese Komponenten müssen bei einer geringeren Temperatur ( $< 60\text{ °C}$ ) betrieben werden als die Brennstoffzelle. Zudem nimmt das NT-Kühlsystem die anfallende Kondensationswärme des Wasserabscheiders und Kondensators (1W51) auf der Luftseite hinter dem Stapelmodul auf. Da das Kühlmedium nicht in Kontakt mit der Brennstoffzelle selbst kommt, kann hier herkömmliches Wasser/Glykol-Gemisch mit entsprechenden Additiven verwendet werden. Die Wärmeabfuhr erfolgt über zwei parallel verschaltete Kühler (4W6), die sich schräg angeordnet in den vorderen Radhäusern befinden. Neben der Fahrtluft sorgen permanent betriebene Lüfter für die ausreichende Durchströmung der Kühler. Die Kühlmittelpumpe liefert einen ebenfalls permanenten Volumenstrom von ca. 30 l/min.

### 3.2.2 HT-Kühlsystem

Der Aufbau des HT-Kühlsystems (im Folgenden nur als Kühlkreislauf oder Kühlsystem bezeichnet) entspricht in weiten Teilen dem eines herkömmlichen Verbrennungsmotors. Er verfügt über eine regelbare elektrische Kühlmittelpumpe (3P21), die das Kühlmedium mit einem vorgegebenen Volumenstrom durch die Brennstoffzelle fördert. Im Stapelmodul selbst wird das Kühlmittel über die einzelnen Zellen verteilt und fließt durch die entsprechenden Kanäle der Bipolarplatten. Dabei nimmt es die Abwärme der Brennstoffzelle auf. Sowohl am Stapelmoduleintritt als auch am Austritt befinden sich Temperatursensoren, die als Thermoelemente ausgeführt sind. Am Austritt des Stapelmoduls wird der Volumenstrom auf weitere zu kühlende Systemkomponenten aufgeteilt. Ein Teil der Strömung wird zur Temperierung der gasförmigen Medien (Luft und Wasserstoff) verwendet. Dazu werden zwei parallel verschaltete Kontaktbefeuchter (1R9 und 2R112) durchströmt. Wiederum parallel dazu fließt ein weiterer Teil des Kühlmittels durch den Mantel des Luftkompressormotors (1M3), um dessen Wärme aufzunehmen. Anschließend vermischen sich die verschiedenen Teilströme wieder, bevor sie den Frontendkühler (3W22) durchströmen, der die Wärme an die durch den Vorderwagen geführte Fahrtluft abgibt. Der Aufbau dieses Kühlers entspricht dem eines herkömmlichen Fahrzeugkühlers mit dem Unterschied, dass seine Abmessungen (insbesondere die Blocktiefe) den Anforderungen der Brennstoffzelle angepasst sind. Infolgedessen bietet er eine erheblich größere wärmeübertragende Fläche auf der Luftseite. Neben der Fahrtluft kann der Kühler über ein aus zwei Lüftern (3V23) bestehendem Lüftermodul, welches über eine Bedarfsregelung in die Steuerung eingebunden ist, durchströmt werden.

Die Lüfter sind über eine Hutze, die eine Leckageströmung an den Lüftern vorbei verhindert, an den Kühler angebunden. Der Kühlmiteleintritt befindet sich oben, der Austritt hingegen auf der anderen Seite unten am Kühler. Weiterhin sind die beiden Lüftermotoren mit einer elektrischen Leistung von jeweils 800 W sowie die Controller, die die Motoren ansteuern, in die Hutze integriert. Wie die elektrische Kühlwasserpumpe laufen die Lüfter auf Stapelmodulspannungsniveau (250...450 V).

Über einen Wachsthermostaten (3FC7) hinter dem Kühler wird die kühlmittelseitige Durchströmung des Kühlers geregelt. In Abb. 3.1 ist das Thermostat, welches als Mischventil wirkt, dargestellt.

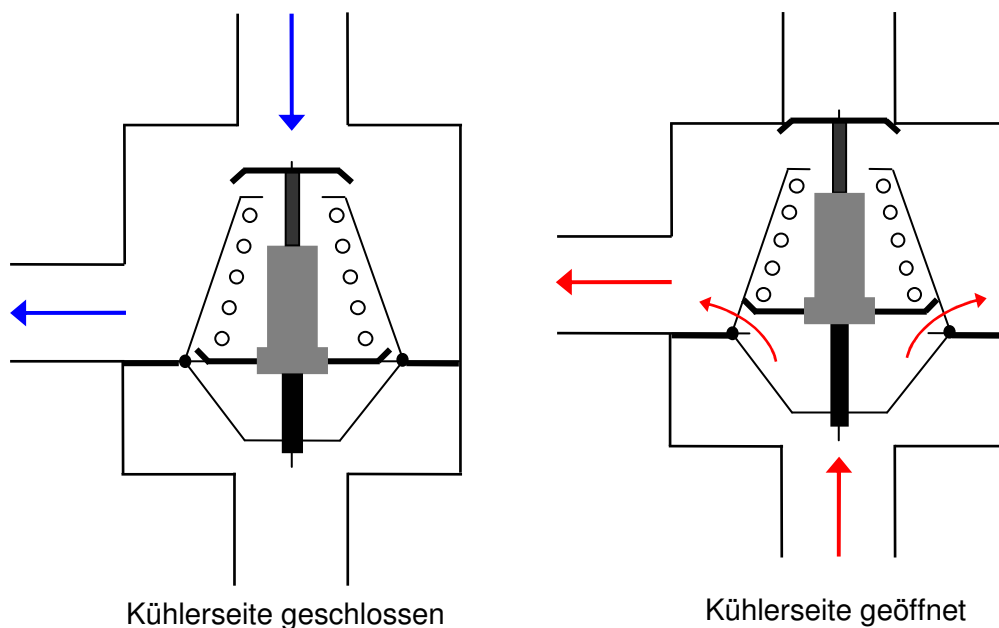


Abb. 3.1: Schematischer Aufbau des Dehnstoffthermostaten

Dieses Thermostat verfügt über eine Dehnstoffpatrone, die in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur einen Kolben gegen eine Feder bewegt. An diesem Kolben sind zwei Teller angebracht, die jeweils eine Strömungsöffnung freigeben bzw. verschließen. Bei kaltem System (z.B. Startphase) wird somit die gesamte Kühlmittelströmung am Kühler vorbei gefördert. Ab einer durch das Dehnstoffelement vorgegebenen Temperatur von 55 °C schließt sich der Bypass sukzessive, wobei sich die Strömungsöffnung, die durch den Kühler führt, gleichermaßen öffnet. Folglich kann die Aufheizphase verkürzt werden und Einfluss auf die Temperatur am Stapelmoduleintritt genommen werden. Bei einer Mischtemperatur von 70 °C ist die Kühlerseite vollständig geöffnet. Im Bypass des Kühlers befindet sich ein Partikelfilter (3F92), der verhindert, dass in das Kühlmedium eingetragene Partikel die Kanäle des Stapelmoduls sowie des Kühlers verstopfen. Vor der Pumpe ist ein Ausgleichbehälter (3B24) positioniert, der die temperaturbedingte Volumenzunahme des Kühlmittels aufnehmen soll. Vom Kühler führt eine Entlüftungsleitung in den Ausgleichbehälter. Hinter der Pumpe wird eine weitere Leitung zurück in den Ausgleichbehälter geführt, die einen kleinen Volumenstrom durch einen Ionentauscher (3W26) fördert. Da das Kühlmittel in direktem Kontakt mit den Bipolarplatten des Stapelmoduls steht, hat es die Anforderung einer sehr geringen Leitfähigkeit ( $< 5 \mu\text{S/cm}$ ), da sonst ein Kurzschluss über die einzelnen Zellen bestünde. Aus

diesem Grund wird deionisiertes Wasser als Kühlmittel verwendet. Der Ionentauscher hat die Aufgabe, die Leitfähigkeit des Kühlwassers permanent niedrig zu halten.

Eine hohe Bedeutung insbesondere für das Kühlsystem kommt der Systemsteuerung zu. Sie ist für den bedarfsgerechten Betrieb der verschiedenen Systemkomponenten und das Einhalten der erforderlichen Brennstoffzellenbetriebsparameter verantwortlich. Die Steuerung greift auf alle systemseitigen Sensoren zu und gleicht die Messwerte mit vorgegebenen Soll- oder Grenzwerten ab. Über verschiedene Regelkreise werden entsprechenden Aktoren (im Flowsheet gelb hinterlegt) angesteuert. Im Folgenden werden die relevanten Regelmechanismen vorgestellt.

### Pumpenregelung

Die elektrische Kühlmittelpumpe verfügt über zwei überlagerte Regelkreisläufe. Die Druckregelung erfüllt das Einhalten einer Druckdifferenz zwischen dem Kühlwasser, dem Wasserstoff und der Luft. Die Drücke aller Medien werden somit bei Lastwechseln gleichermaßen hoch- oder heruntergeregelt. Insbesondere beim Purgen (zyklisches Ablassen von Wasserstoff), wo sich der Druck auf der Wasserstoffseite rapide abbaut, müssen der Kühlwasserdruck durch die Pumpe wie auch der Luftdruck durch die Drosselklappe schnell reduziert werden. Maßgeblich für diese Regelung sind die Druckmessstellen am Stapelmoduleingang. Der Grenzwert für die zulässige Druckdifferenz liegt bei 200 mbar zwischen den Gasen und bei 500 mbar zwischen Gas und Kühlwasser. Abb. 3.2 zeigt den gemessenen Verlauf der verschiedenen Mediendrücke bei einer konstanten Last.

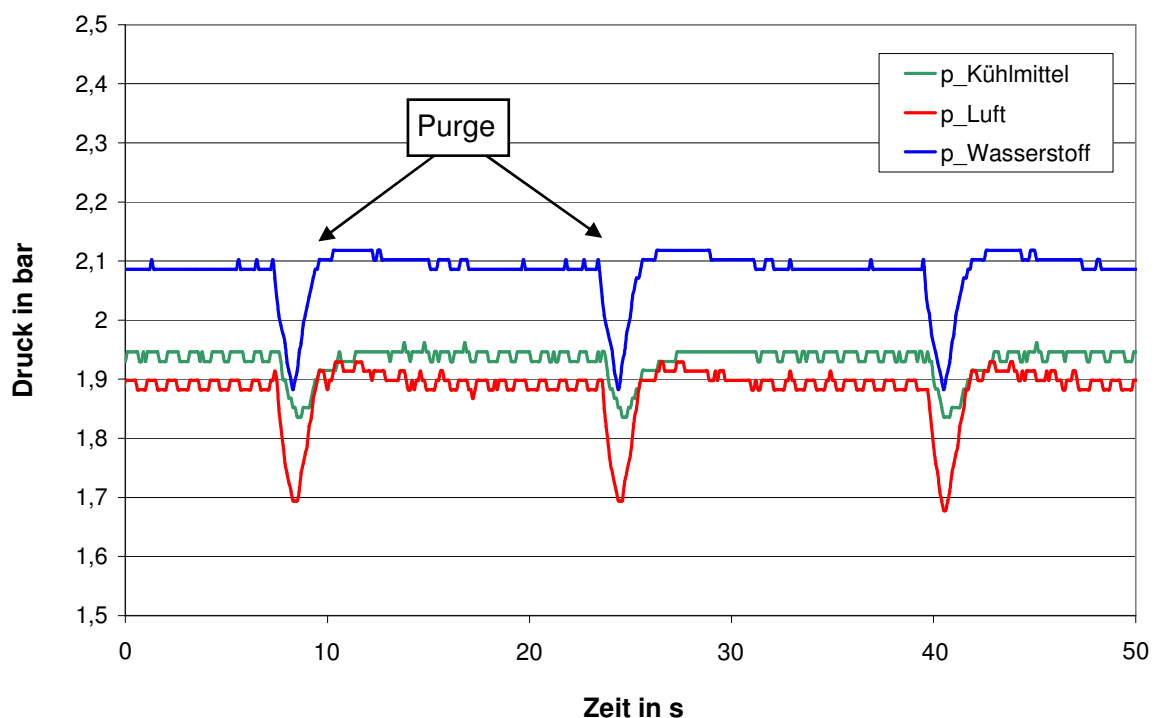


Abb. 3.2: Gemessene Mediendrücke bei konstanter Last

Die Verläufe verdeutlichen, dass sich bei den regelmäßigen Purgeintervallen von 15 s die Drücke der Medien in den oben beschriebenen Grenzen befinden. Bei der Auslegung des Systems ist auch zu berücksichtigen, dass sich die Druckdifferenzen aufgrund der unterschiedlichen Ausbreitungsgeschwindigkeit in den verschiedenen Medien am Stapelmodul-ausgang größer sind. Durch ein Überschreiten der Druckdifferenzen käme es zu einer Abschaltung des Systems, um die Schädigung der Membranen bzw. Bipolarplatten zu verhindern.

Die zweite Pumpenregelung stellt eine konstante Temperaturdifferenz des Kühlmittels zwischen Stapelmodulein- und -ausgang von 5,5 K ein, die einen weiteren Sicherheitsgrenzwert des Herstellers darstellt. Diese Temperaturregelung tritt hauptsächlich bei hohen Leistungen ein und ist der Druckregelung überlagert. Zusammen mit der Temperaturregelung des Wachsthermostaten, der die Eintrittstemperatur des Stapelmoduls vorgibt, sind somit Ein- und Austrittstemperatur des Stapelmoduls in Grenzen festgelegt.

### Lüfterregelung

Eine weitere kühlungsrelevante Regelung betrifft die drehzahlgeregelten Lüfter des Frontendkühlers. Diese werden in Abhängigkeit von der Stapelmoduleintrittstemperatur bedarfsabhängig geregelt. Sobald das Kühlerthermostat vollständig geöffnet ist, bestünde ohne den Einsatz der Lüfter kein Einfluss mehr auf die Stapelmoduleintrittstemperatur. Über die Lüfterregelung werden die Lüfter bei Erreichen einer Stapelmoduleintrittstemperatur von 72 °C hochgefahren, um das weitere Ansteigen der Systemtemperaturen zu verhindern. Typische Fahrzustände für den Betrieb der Lüfter stellen der Stop&Go-Betrieb sowie Steigungsfahrten dar.

Falls die Regelung den weiteren Anstieg der Temperatur nicht verhindern kann, wird durch die Steuerung ab 78 °C Stapelmoduleintrittstemperatur die elektrische Bruttoleistung reduziert. Maximal wird innerhalb von 20 s die Leistung auf  $\frac{1}{4}$  der Maximalleistung abgesenkt. Erst bei einem weiteren Ansteigen der Temperatur auf 80 °C kommt es zu einer Abschaltung des Systems, um eine Schädigung der Zellen zu verhindern.

## **3.3 Luftversorgung**

Die Luftversorgung hat die Aufgabe, die Umgebungsluft zu befeuchten und mit erforderlichem Massenstrom, Druck und Temperatur dem Stapelmodul zuzuführen. Die Umgebungsluft wird von einem Schraubenverdichter (1V2) durch einen Luftfilter angesaugt. Der Luftmassenstrom wird dabei mit Hilfe eines Luftmassenmessers lastabhängig geregelt. Die Luftversorgung wird wegen des geringen Partialdrucks des Sauerstoffs in der Luft und der begrenzten Diffusionsgeschwindigkeit in den Elektroden überstöchiometrisch betrieben, um jederzeit eine ausreichende Sauerstoffzufuhr der Kathoden zu gewährleisten. Vor dem Verdichter wird eine kleine Menge Wasser eingespritzt, wodurch der Verdichterwirkungsgrad erhöht wird. Die eigentliche Befeuchtung der Luft findet erst hinter dem Verdichter statt. Hierzu wird ein Kontaktbefeuchter (1R9) verwendet. Es handelt sich dabei um einen Plattenwärmeübertrager, bei dem am luftseitigen Einlass Befeuchtungswasser eingespritzt wird. Zur Befeuchtung steht ein separater Befeuchtungskreislauf zur Verfügung, der das erforder-

liche deionisierte Wasser mittels einer Pumpe aus einem Sammelbehälter fördert. Die zum Verdampfen des Wassers erforderliche Wärme wird mit dem im Gegenstrom fließenden Kühlwasser eingebracht. Vor dem Austritt der feuchten Luft ist ein Abscheider positioniert, der das überschüssige, flüssige Wasser separiert und dem Befeuchtungskreislauf wieder zuführt. Wassertropfen, die in das Stapelmodul gelangen würden, könnten die feinen Gaskanäle der Bipolarplatten verstopfen und somit zur Unterversorgung führen.

Die relative Feuchte der Reaktionsluft beträgt am Befeuchteraustritt ca. 80 % und die Lufttemperatur entspricht etwa der Stapelmodultemperatur. Die Luft nimmt im Stapelmodul das entstehende Produktwasser auf. Dieses kann je nach Betriebspunkt auch in flüssiger Form vorliegen. Um eine weitestgehend positive Wasserbilanz im Befeuchtungskreislauf zu erreichen, ist dem Stapelmodul ein Kondensator mit einem Wasserabscheider nachgeschaltet, der einen Großteil des austretenden Wassers zurück in den Sammelbehälter fließen lässt. Die anfallende Kondensationswärme wird vom NT-Kühlsystem aufgenommen. Um das geforderte Druckniveau am Stapelmoduleintritt zu erreichen, strömt die Luft vor dem Ablassen an die Umgebung durch eine elektrische Drosselklappe (1V98), die durch das Signal eines Drucksensors angesteuert wird.

### 3.4 Wasserstoffversorgung

Die Wasserstoffversorgung erfolgt über zwei im Fahrzeug verbaute Druckspeicher. Diese bestehen aus kohlefaserverstärktem Kunststoff mit einem Aluminium-Liner und erlauben einen maximalen Speicherdruck von 350 bar. Die maximale Wasserstoffmasse beträgt 1,9 kg. Der Wasserstoff wird über einen Druckminderer (2V76) auf einen Druck von ca. 11 bar reduziert. Anschließend wird durch den Druckregler (2V17) der erforderliche Stapelmoduleintrittsdruck vorgegeben. Da auch auf der Anodenseite Mangelercheinungen durch eine ungleichmäßige Wasserstoffverteilung eintreten können, wird auch der Wasserstoff überstöchiometrisch zugeführt. Anders als auf der Luftseite würde sich ein permanentes Abblasen des überschüssigen Wasserstoffs an die Umgebung in erheblichem Maße nachteilig auf den Verbrauch und die Sicherheit auswirken. Demzufolge wird die Wasserstoffversorgung in einem teilgeschlossenen Kreislauf betrieben. Hierzu durchströmt der Tankwasserstoff die sog. Düsendruppe, die aus drei Strahlpumpen unterschiedlicher Größe besteht. Diese nutzen die Energie des durchströmenden Wasserstoffs, um eine Strömung in der Wasserstoffrückführung anzutreiben. Die einzelnen Strahlpumpen können je nach Betriebspunkt über die vorgelagerten Ventile zugeschaltet werden. Um einen Kurzschluss bei gleichzeitigem Betrieb mehrerer Strahlpumpen zu verhindern, sind weitere Ventile in den einzelnen Rückführleitungen vorgesehen. Der sich somit ergebende Gesamtwasserstoffmassenstrom wird vor dem Eintritt des Stapelmoduls konditioniert. Dazu wird ein Befeuchter vergleichbarer Bauweise mit dem der Luftseite verwendet. Eine Besonderheit des Wasserstoffsystems stellt das hinter dem Stapelmodul positionierte Purge-Ventil (2MV28) dar, welches die Wasserstoffversorgung zum teilgeschlossenen System macht. Dieses hat die Aufgabe, durch zeitlich gesteuertes Öffnen durch die Membran diffundierte Inertgase auszutragen. Da in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen unterschiedliche Gasvolumina abgegeben werden müssen, kann diese Aufgabe nur durch ein Proportionalventil erfüllt werden. Im Notaus-Fall muss des Weiteren das Brennstoffzellensystem möglichst schnell

drucklos geschaltet werden. Zuverlässig erreicht werden kann dies durch ein stromlos geöffnetes Ventil. Da es Proportionalventile, die stromlos geöffnet sind, für diese spezielle Anwendung nicht gibt, ist ein für die Notabschaltung vorgesehenes 2/2-Wege-Ventil (2V110) parallel verschaltet. Ein weiterer positiver Nebeneffekt des Purgens ist der durch das Öffnen des Purge-Ventils erzeugte Druckstoß. Dadurch werden Wassertropfen, die sich in den Gaskanälen ansammeln und diese verstopfen, ausgetragen.



## 4 Experimentelle Untersuchung des Kühlsystems

Der erste Schritt zur Optimierung eines bestehenden Systems liegt darin, den Ist-Zustand zu ermitteln. Diesem Zweck können experimentelle Untersuchungen dienen, wobei neben den Untersuchungen der einzelnen Komponenten auch die Abhängigkeiten dieser voneinander zu berücksichtigen sind. Zudem ist es im vorliegenden Fall das Ziel, den Grenzbereich des bestehenden Systems zu ermitteln und die beschränkenden Faktoren zu identifizieren.

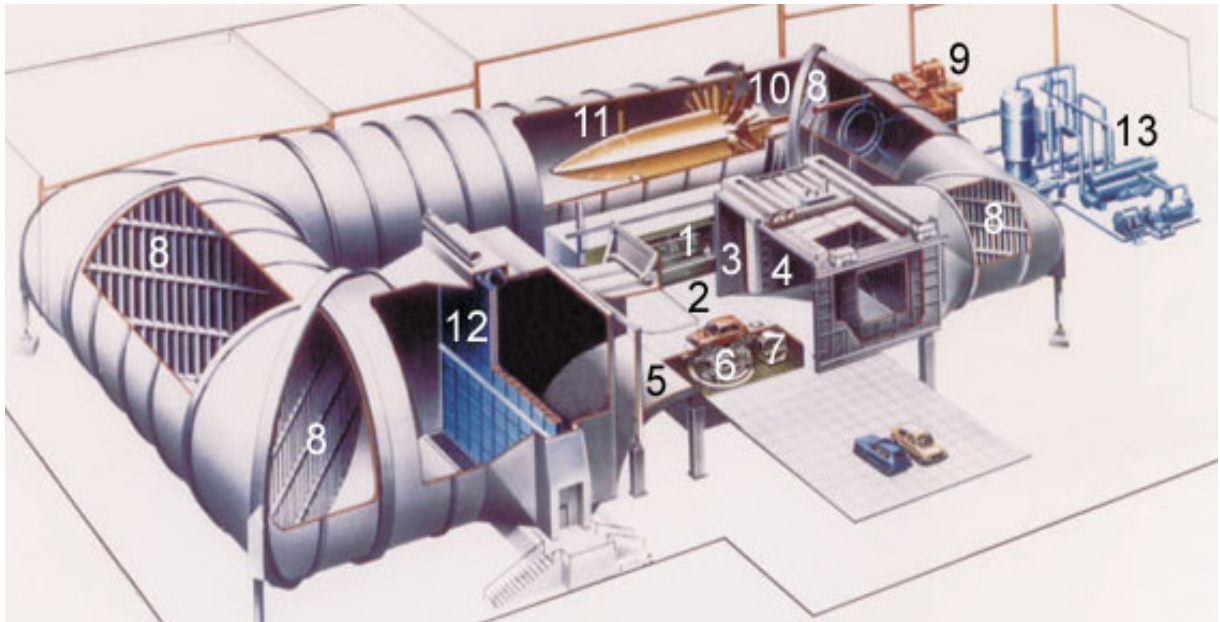
Aus Gründen der Vergleichbarkeit ist es sinnvoll, das System nach einer festgelegten und reproduzierbaren Versuchsprozedur zu vermessen. Somit lassen sich anschließend die unterschiedlichen Entwicklungsstände gegenüberstellen und Optimierungserfolge bestätigen.

Eine weitere Motivation für die Vermessung des Kühlsystems in dieser Arbeit ist der Aufbau und die Validierung eines Simulationsmodells. Der herkömmliche Entwicklungsprozess sieht vor, bereits in der Auslegungsphase eine validierte Gesamtsystemsimulation vorliegen zu haben. Mit dieser soll die Interaktion der Systemkomponenten im Voraus bewertet werden und durch die entsprechenden Steuerungsalgorithmen (Festlegung von Grenzwerten, Reglerparameter) beeinflusst werden können. Dies ist im vorliegenden Fall nicht in ausreichendem Maße geschehen, so dass dieser Schritt noch nach dem Aufbau des Systems und dessen Integration in das Fahrzeug durchgeführt werden muss.

Im Folgenden werden die einzelnen experimentellen Untersuchungen des Kühlsystems beschrieben.

### 4.1 Vermessung im Klimawindkanal

Für eine Beurteilung des Kühlsystems werden Messungen im Fahrzeug durchgeführt, die eine Aussage über die Volumenstromverteilung, die Temperaturen und die sich somit ergebenden Wärmeströme der Einzelkomponenten liefern sollen. Insbesondere beim Vermessen von stationären Betriebspunkten führt die thermische Trägheit der Kühlungskomponenten zu entsprechend langen Messzeiten. Aufgrund dessen werden diese Messungen im Klimawindkanal durchgeführt. Dieser bietet die Möglichkeit, die reale Fahrsituation mittels eines Rollenprüfstandes nachzubilden. Die Räder der antreibenden Achse sind hierzu auf Rollen gespannt, die entsprechend der Fahrwiderstandskurve ein Bremsmoment abhängig von der Fahrgeschwindigkeit erzeugen. Ein weiterer Vorteil des Klimawindkanals liegt darin, dass die Umgebungsbedingungen, wie Anströmtemperatur und Luftfeuchte, ohne Störeinflüsse vorgegeben werden können. Dies betrifft Beeinträchtigungen durch Wind oder Änderungen in der Fahrbahnsteigung,



<b>Rollenleistung bis 200 kW</b>	<b>Lufttemperatur - 30 °C bis + 45 °C</b>	<b>rel. Luftfeuchte 5 % bis 95 %</b>	<b>Sonnenlicht bis 1200 W/m²</b>
1 Messwarte	6 Waage	10 Gebläse	
2 Messstrecke	7 Rollenprüfstand	11 Diffusor	
3 fahrbarer Messstreckenmantel	8 Umlenk-Ecke	12 Kühler	
4 Auffangtrichter	9 elektrischer Antrieb mit Getriebe	13 Kälteanlage	
5 Düse			

Abb. 4.1: Aufbau des Klimawindkanals und dessen Betriebsparameter

Der Klimawindkanal ist gemäß Abb. 4.1 in geschlossener Bauweise (Göttinger-Bauweise) ausgeführt. Die Luftströmung wird durch ein Gebläse erzeugt und im Windkanal zirkuliert, wobei sie in den Ecken durch Luftleitschaufeln umgelenkt wird. Vor dem Eintritt in den Prüfraum, in dem sich das Fahrzeug befindet, strömt die Luft durch einen Wärmetauscher, in dem sie auf die vorgegebene Temperatur gebracht wird. Der Wärmetauscher kann sowohl heizen als auch kühlen. Für die genaue Regelung auf eine konstante Temperatur muss durch eine Kälteanlage der Temperaturerhöhung durch Reibung und dem Wärmeeintrag der Turbine entgegengewirkt werden. Das Fahrzeug befindet sich auf dem Rollenprüfstand im Prüfraum, dem eine Düse vorgelagert ist. Demzufolge liegt vor dem Fahrzeug eine laminare Strömung vor. Der Rollenprüfstand simuliert nach Vorgabe der Fahrzeugstirnfläche  $A$ , des Fahrwiderstandsbeiwertes  $c_w$ , der Fahrzeugmasse  $m$  sowie der Steigung  $\alpha$  die Fahrwiderstandskraft  $F_w$  in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit,

$$F_w = m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha + m \cdot a + \frac{\rho}{2} \cdot c_w \cdot A \cdot (v + v_0)^2. \quad (4.1)$$

Die Fahrwiderstandskraft setzt sich folglich aus einem Steigungs-, Reibungs-, Beschleunigungs- sowie Luftwiderstand zusammen. Die Summe dieser Kräfte wird der Rolle entsprechend der Steigung und Fahrgeschwindigkeit über eine Wirbelstrombremse aufgeprägt. Somit können zusammen mit der Anströmung des Fahrzeugs nahezu reale Fahrbedingun-

gen nachgestellt werden. Jedoch ist es beim vorliegenden Windkanal nicht möglich, die Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn nachzustellen, die einen entscheidenden Einfluss auf das Strömungsprofil direkt vor und unter dem Fahrzeug hat. Dadurch, dass sich im Windkanal aufgrund des stehenden Fahrzeugs eine Grenzschichtströmung vor und unter dem Fahrzeug ausbildet, kommt es gerade bei Kühlungsversuchen zu Abweichungen in der Kühlerdurchströmung. Abb. 4.2 stellt diese Differenz zwischen einer Messung im Klimawindkanal und der realen Fahrt auf dem Prüfgelände Ehra gegenüber.

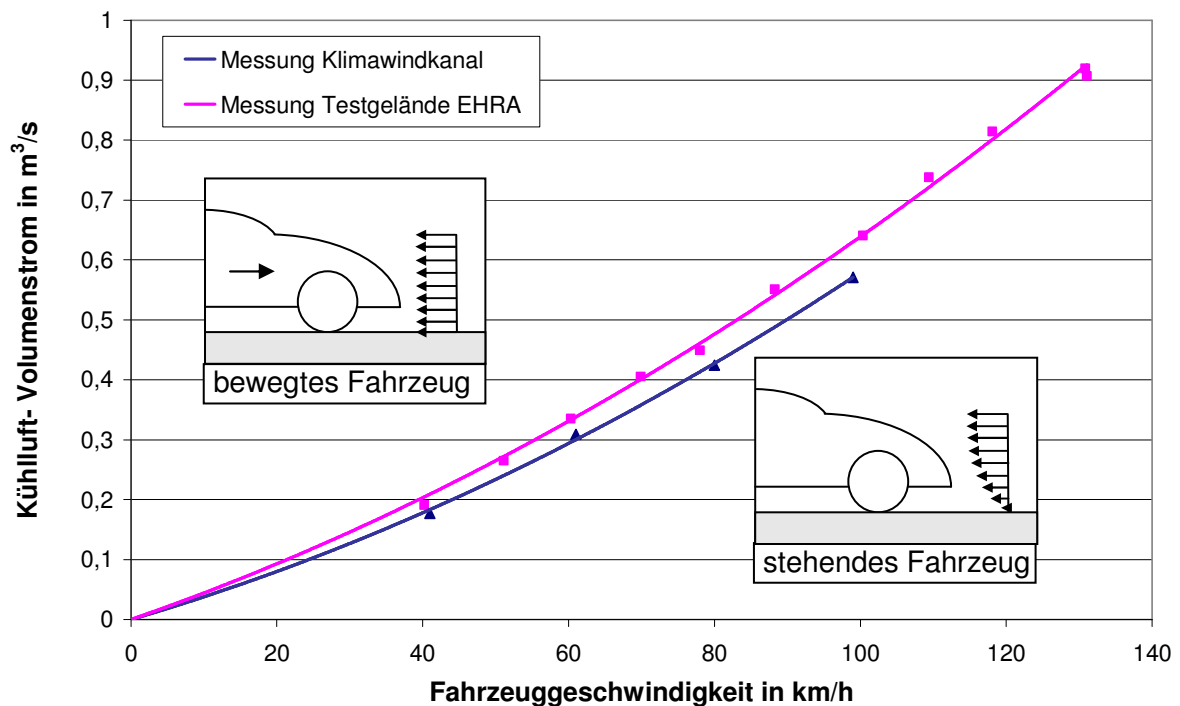


Abb. 4.2: Gegenüberstellung der Kühlluftströmung in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit für die reale Fahrt und die Messfahrt im Klimawindkanal

Der Einfluss der Grenzschicht, die eine Höhe von ca. 15 cm betragen kann, spiegelt sich in der Kühlerdurchströmung in einer Abweichung von etwa 8 % von den Messwerten der realen Fahrt wieder. Diese Abweichung gilt es bei der weiteren Betrachtung des Kühlsystems zu berücksichtigen. In anderen Windkanälen wird durch konstruktive Maßnahmen versucht, diese Grenzschicht zu reduzieren. Zum einen besteht die Möglichkeit, durch ein sich mit Fahrgeschwindigkeit bewegendem Laufband vor und unter dem Fahrzeug die Fahrbahnbewegung zu simulieren. Zum anderen gibt es Windkanäle mit einer Grenzschichtabsaugung unmittelbar vor dem Fahrzeug.

Die Abb. 4.3 zeigt den HyMotion2 im Klimawindkanal in Wolfsburg. Das Fahrzeug ist vorne wie hinten mit Ketten auf der Rolle gespannt. Der Windkanal erzeugt eine Strömung mit einer Geschwindigkeit von 30 km/h, die über eine Rauchfahne vor dem Fahrzeug visualisiert wird. Des Weiteren ist am oberen Dachholm der Temperaturfühler für die Außentemperaturmessung zu erkennen. Der Messstreckenmantel ist in dieser Abbildung noch geöffnet.

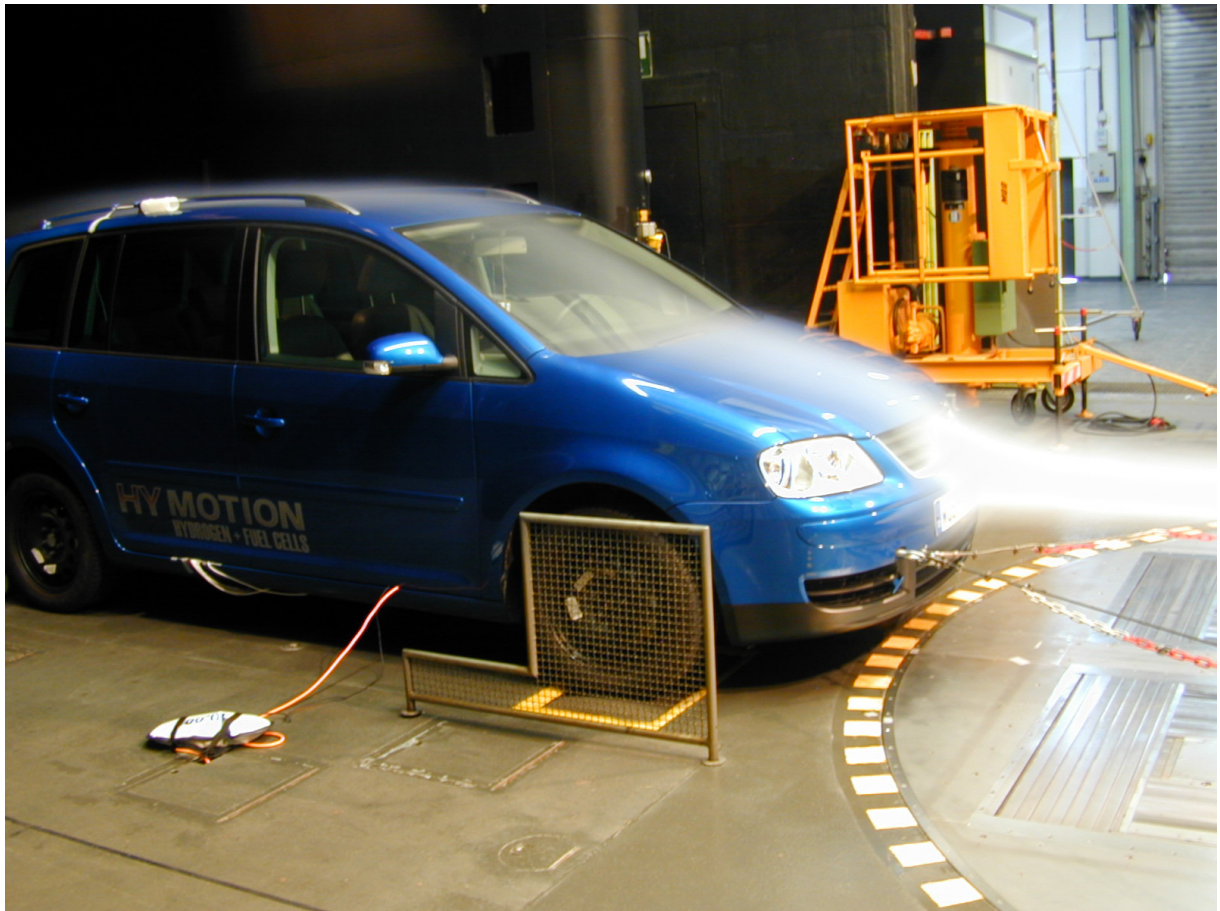


Abb. 4.3: HyMotion2 im Klimawindkanal

#### 4.1.1 Festlegung der Messstellen

Für die Messungen werden Temperatur- und Volumenstromsensoren in den Kühlkreislauf integriert. Ferner sind für die Analyse der mit diesen Messdaten bestimmbaren Wärmeströme weitere Messdaten von Bedeutung, die von bereits im Fahrzeug integrierten Sensoren aufgezeichnet werden. Im Folgenden wird auf alle relevanten Sensoren und ihre Integration in das Fahrzeug eingegangen.

Die Messwerte der bereits im Fahrzeug integrierten Sensoren können als digitales Signal vom CAN<sup>2</sup>-Bus abgegriffen werden. Die zusätzlich installierten Sensoren geben ein analoges Signal aus, das noch interpretiert werden muss. Um nach dem Ende der Messungen die CAN-Daten nicht mit den restlichen Messdaten synchronisieren zu müssen, werden alle relevanten Messsignale von einem Messverstärker zeitsynchron verarbeitet. Der verwendete MGCplus-Messverstärker der Firma Hottinger-Baldwin digitalisiert die analogen Signale, bevor diese weiterverarbeitet werden. Der Vorteil besteht darin, dass die Signalverarbeitung (Nullpunkt, Verstärkung, Filterparameter) leicht einstellbar und jederzeit reproduzierbar ist. Die Abtastung der Messsignale erfolgt zeitgleich mit einer Rate von 10 Hz. Die Messwerte

---

<sup>2</sup> engl.: Controller Area Network, derzeitiger Standard für serielle Bussysteme im Fahrzeug, CAN

werden über einen digitalen Bus auf einem internen Rechner bereitgestellt und können auf einer Speicherkarte abgelegt werden. Zudem besteht die Möglichkeit, die Messdaten über eine serielle Schnittstelle oder über Ethernet online an einen Rechner weiterzuleiten und dort abzuspeichern oder zu visualisieren. Bei den hier durchgeführten Messungen erfolgen die für die Signalaufbereitung notwendigen Einstellungen sowie die Messwertaufzeichnung mittels des Programms Catman, das auf einem über Ethernet angeschlossenen Laptop läuft. Die Messdaten werden in einer ASCII-Datei gespeichert, die auch die Einstellungen der Signalaufbereitung enthält. Dies trägt deutlich zur Erhöhung der Messsicherheit bei, da systematische Fehler, die bei den Einstellungen gemacht werden, später bei der Auswertung nachvollzogen und die Messdaten entsprechend korrigiert werden können. In der folgenden Tab. 4.1 sind alle Sensortypen und die für die Auswertung verwendeten Leistungsmerkmale verzeichnet.

Tab. 4.1: Technische Daten der zusätzlich in das Fahrzeug integrierten Sensoren und der Geräte zur Messwerterfassung

Sensorname	Kürzel	Messgröße	Hersteller	Messbereich	Garantiefehlergrenze
FT-12	V2,V3	$\dot{m}$ , Wasser	Natec-Sensors	0 - 60 l/min	$\pm 0,05$ % v.M.
FT-20	V4	$\dot{m}$ , Wasser	Natec-Sensors	0 - 200 l/min	$\pm 0,05$ % v.M.
FT-24	V1	$\dot{m}$ , Wasser	Natec-Sensors	0 - 200 l/min	$\pm 0,05$ % v.M.
PT100	t9	$\vartheta$ , Luft	Greisinger	-200 - +850 °C	$\pm 0,03$ K + 0,05 % v.M.
PT100	t1 - t8	$\vartheta$ , Wasser	Greisinger	-200 - +850 °C	$\pm 0,03$ K + 0,05 % v.M.
Messumformer		Spannung	Natec-Sensors		$\pm 0,1$ % v.E.
Messverstärker	MGC		HBM		$\pm 0,03$ % v.E.

Bei den verwendeten Volumenstromsensoren handelt es sich um axial angeströmte Mess-turbinen des Herstellers Natec-Sensors. Die Drehzahl der Turbinen ist dem Volumenstrom direkt proportional und wird mittels eines induktiven Verfahrens gemessen. Dem Rotor ist ein Leitstern vorgeschaltet, der den Einfluss von Turbulenzen minimieren soll. Dennoch wird empfohlen, eine Ein- bzw. Auslaufstrecke vorzusehen, um ein ausreichend ausgebildetes Geschwindigkeitsprofil der Strömung im Bereich der Turbine zu gewährleisten.

Bei den für diese Messungen in den Kühlkreislauf integrierten Temperatursensoren handelt es sich ausschließlich um Widerstandsthermometer des Typs PT100 der Genauigkeitsklasse 1/10 B. Das Messprinzip beruht auf der nahezu linearen Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstands von vielen Metallen; im Falle des PT100 ist dies Platin. Bei dem Temperatursensor für die Außentemperatur handelte es sich ebenfalls um einen Sensor des Typs PT100 mit der Genauigkeit 1/10 B.

Die Anordnung der zusätzlich in das Fahrzeug integrierten Sensoren ist im Fließbild (Abb. 4.4) aufgezeigt. Die in dem Fließbild verwendeten Abkürzungen für die einzelnen Sensoren entsprechen den in Tab. 4.1 angegebenen Kürzeln. Wie Abb. 4.4 zu entnehmen ist, werden die Entlüftungsleitung vom Kühler zum Ausgleichsbehälter und die Leitung des Ionentauschers unterbrochen. Dadurch entspricht zum einen der mit Hilfe von V1 gemessene Volumenstrom dem durch die Pumpe geförderten und die Differenz zwischen V1 und V4 ent-



spricht zum anderen dem Volumenstrom durch den Kühler. Bei der Integration der Temperatursensoren ist darüber hinaus darauf geachtet worden, dass die Sensorspitze in der Nähe der Rohrmitte angeordnet ist.

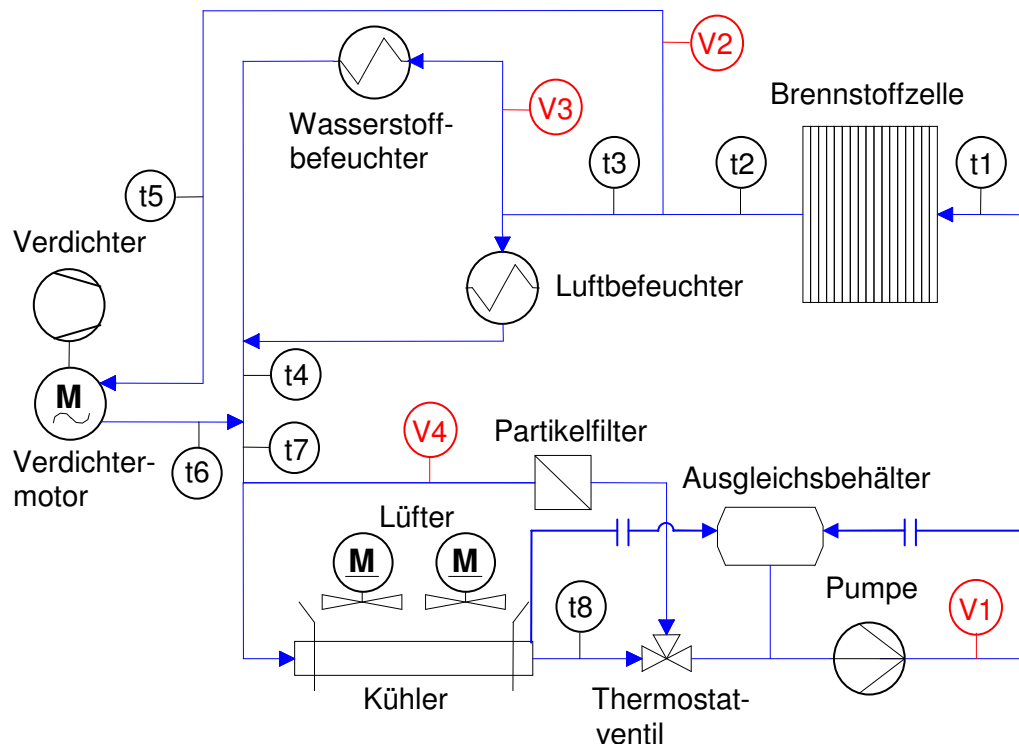


Abb. 4.4: Position der Temperatursensoren  $t_1$  -  $t_8$  und der Volumenstromsensoren  $V_1$  -  $V_4$  während der Messungen im Klimawindkanal

#### 4.1.2 Wasserstoffsicherheit im Klimawindkanal

Bei der Vermessung im Klimawindkanal ist es erforderlich, dass das Fahrzeug über längere Zeit in einem geschlossenen Raum (Prüfraum) betrieben wird. Hierbei kann sich im Betrieb durch das Purgen eine explosionsfähige Gaszusammensetzung in der Abgasabsaugung des Klimawindkanals bilden. Da davon auszugehen ist, dass in jedem Falle eine Zündquelle (Lüfter der Absaugung) vorliegt, ist eine Sicherheitsabschätzung in Form einer worst-case-Betrachtung erforderlich. Ein maximaler Wasserstoffvolumenstrom kann durch zwei Ursachen freigesetzt werden. Zum einen wird bei einer Abschaltung aus Volllast und zum anderen beim gleichzeitigen Ausfall des Purge- und  $H_2$ -Proportionalventils der maximale Wasserstoffvolumenstrom von ca.  $70 \text{ m}^3/\text{h}$  freigesetzt. In beiden Fällen wird der Wasserstoff über die Abgasabsaugung aus der Prüfkammer an die Umgebung abgeführt und kann nach der Durchmischung mit Luft in der Absaugung zünden, wobei der Lüfter (nicht ex-geschützt) die Zündquelle wäre. Demzufolge ist beim Betrieb des Fahrzeugs sicherzustellen, dass der vom Lüfter angesaugte Luftvolumenstrom den austretenden Wasserstoff ausreichend verdünnt ( $< 4 \text{ Vol.-%}$ ). Abb. 4.5 zeigt qualitativ einen Messschrieb des austretenden Wasserstoffs bei einer Abschaltung aus Volllast.

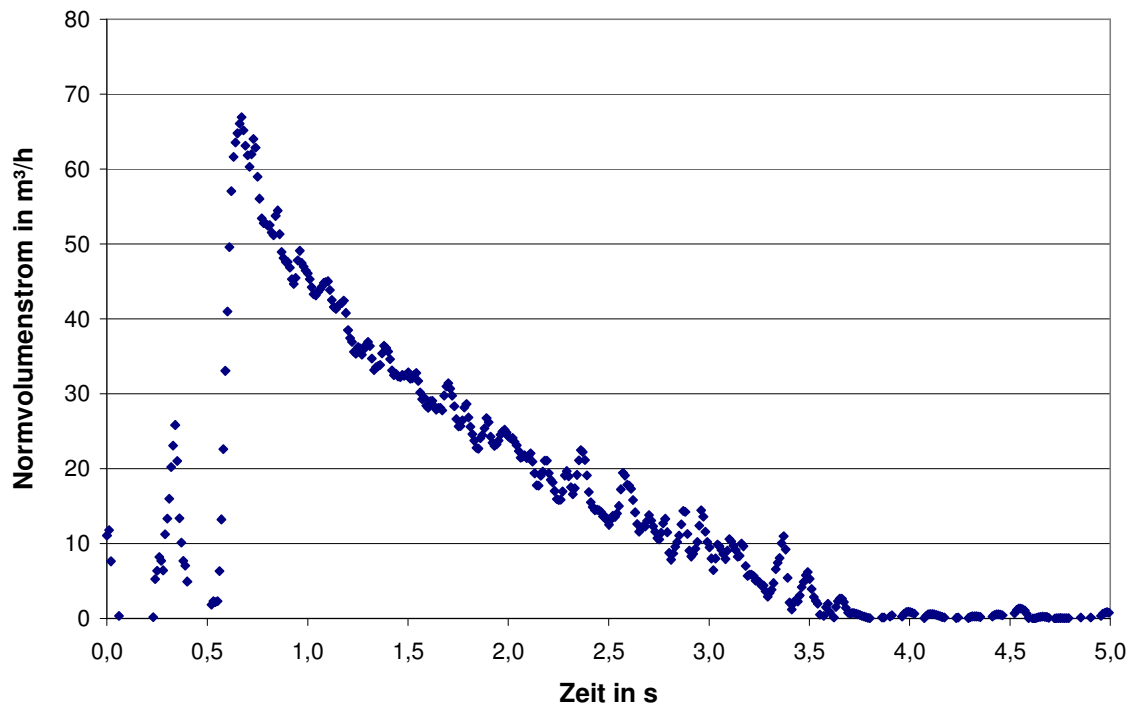


Abb. 4.5: Purgevolumenstrom bei Abschaltung aus Volllast

Unter der Annahme einer vollständigen Durchmischung des austretenden Wasserstoffs ist zum Unterschreiten einer Wasserstoffkonzentration von 2 Vol.-% (Sicherheitsfaktor von 2 zur unteren Explosionsgrenze) ein Absaugluftvolumenstrom von 3500 m³/h erforderlich. Der Volumenstrom ist gleich der oberen Grenze der vorgefundenen Absaugung. Somit ist beim Betrieb des Fahrzeugs die permanente maximale Absaugstufe einzustellen. Des Weiteren können kleinere Mengen Wasserstoff durch geringe Leckagen des Tanksystems oder der Wasserstoffrückführung zu einer Freisetzung in den Prüfraum führen. Da diese Leckagen aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Windkanal nicht unbedingt durch die fahrzeugeigenen Wasserstoffsensoren detektiert werden können, werden weitere mobile Handsensoren im Kanal aufgestellt, die mittels einer internen Pumpe die Atmosphäre im oberen, weniger stark durchströmten Deckenbereich der Messstrecke absaugen. Dadurch kommt es durch die Schlauchleitung (Länge ca. 15 m) zu einer Zeitverzögerung der Detektierung von etwa 10 s, was noch als ausreichend einzuschätzen ist. Im Alarmfall wird der Prüfstandsfahrer durch ein optisches und akustisches Signal auf eine erhöhte Wasserstoffkonzentration aufmerksam und kann durch das Betätigen eines Not-Aus-Schalters den gesamten Windkanal abschalten. Somit kann durch einfache Mittel ein sicherer Betrieb des Brennstoffzellenfahrzeugs im Klimawindkanal gewährleistet werden. Für häufige Messungen hingegen ist es sinnvoll, feste Sensoren mit einer Sicherheitskette sowie ex-geschützte Lüfter zu installieren.

Aufgrund der geringen Reichweite des Fahrzeugs ist nach jeder zweiten Messfahrt ein Nachtanken erforderlich. Da am Klimawindkanal keine Wasserstofftankstelle zur Verfügung steht, ist im Außenbereich eine mobile Tankeinrichtung installiert. Diese speist die Druckspeicher des Fahrzeugs aus einem 200 bar Wasserstoff-Flaschenbündel. Bei der Platzierung der mobilen Tankstelle ist auf weitere Sicherheitskriterien zu achten. Zum einen müssen die

Flaschenbündel blitzgeschützt aufgestellt werden und entsprechend geerdet sein, um statische Entladungen zu verhindern. Zum anderen ist eine Absperrung vorzusehen, die unwisende Verkehrsteilnehmer beim Rangieren warnt. Zudem ist im Umkreis der Tankanlage kein offenes Feuer erlaubt. Der Tankvorgang geschieht zunächst durch den Druckausgleich zwischen Bündel und Fahrzeugtank. Um den gewünschten Druck von 350 bar zu erreichen, wird der Wasserstoff im Anschluss aus dem Bündel durch einen mechanischen, mit Druckluft betriebenen Verdichter sukzessive komprimiert. Die gesamte Betankung erstreckt sich über eine Dauer von 30 min, wobei der Aufwand für das Ab- und Aufbau des Fahrzeugs in der Messstrecke noch einmal den gleichen Zeitbedarf erfordert.

#### 4.1.3 Durchführung der Messungen

Es werden insgesamt sechs Messfahrten durchgeführt, von denen fünf im Klimawindkanal von VW in Wolfsburg stattfinden. Außerdem werden die Messdaten während der Anfahrt vom Technologiezentrum Isenbüttel zum Klimawindkanal aufgezeichnet. Während der Messungen im Klimawindkanal werden die Parameter Fahrzeuggeschwindigkeit, Rollwiderstand und Außentemperatur so lange konstant gehalten, bis sich ein näherungsweise stationärer Betriebspunkt des Kühlsystems einstellt. Diese Konstantfahrten haben eine Dauer von etwa 30 min. Im Voraus ist das Kriterium für das Erreichen des stationären Zustandes festgelegt worden. Dieser ist erreicht, wenn die Gradienten aller Temperaturen unter 0,1 K/min liegen. In einer weiteren Messung wird mit Hilfe des variablen Rollwiderstandes und der Temperaturregelung eine Fahrt auf den Großglocknerpass (GG) bei konstanter Geschwindigkeit simuliert. In Tab. 4.2 sind die verschiedenen Messungen und die entsprechenden Randbedingungen aufgeführt.

Tab. 4.2: Randbedingungen der Messfahrten

Messungskürzel	Beschreibung	Fahrzeuggeschwindigkeit	Außentemperatur	Steigung
		km/h	°C	%
<b>KT15</b>	Konstantfahrt	80	15	0
<b>KT35</b>	Konstantfahrt	80	35	0
<b>KV40</b>	Konstantfahrt	40	25	0
<b>KV80</b>	Konstantfahrt	80	25	0
<b>KV110</b>	Konstantfahrt	110	25	0
<b>GG</b>	Großglockner	30	variabel	variabel
<b>A</b>	Anfahrt	variabel	variabel	variabel

Die Konstantfahrten dienen in erster Linie dem Erstellen eines für die Simulation des Kühlers erforderlichen Kennfeldes des Luftvolumenstromes in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der Lüfterdrehzahl. Da der Luftvolumenstrom nur unter erheblichem Aufwand direkt messbar ist, wird dieses Kennfeld über die kühlwasserseitigen Messwerte zusammen mit einem eindimensionalen, luftseitigen Stromfaden-Modell erstellt. Auf die genaue Vorgehensweise hierzu wird in Kap. 5.2 eingegangen. In Abb. 4.6 sind für alle Konstantfahrten die mittels des Lufttemperatursensors aufgezeichneten Temperaturen über der Messzeit aufgetragen. Problematisch bei der Regelung der Kanaltemperatur sind zum einen die großen thermischen Massen des Kanals selbst, die durch die Reibung der Strömung erzeugte



Wärme und zum anderen die Abwärme des Gebläses und des Fahrzeugs. Diesem Wärme-eintrag versucht die Kälteanlage des Windkanals entgegenzuwirken, wobei insbesondere bei der Konstantfahrt mit 15 °C Außentemperatur (KT15) ein Unterschreiten der Solltemperatur beobachtet werden kann.

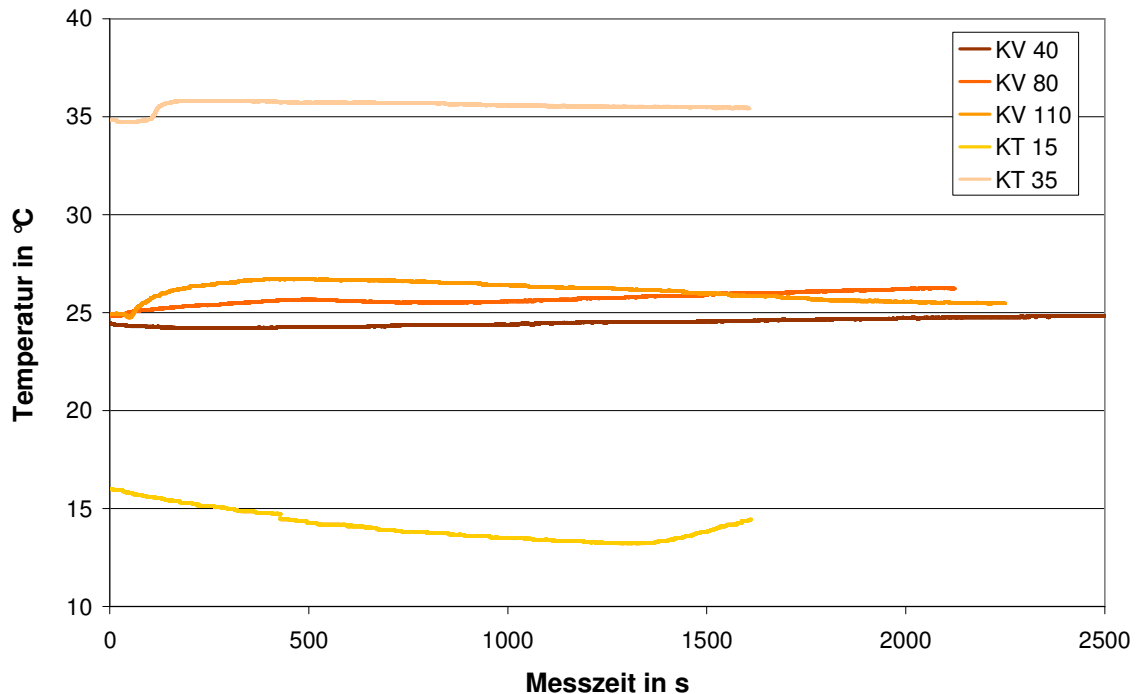


Abb. 4.6: Außentemperatur während der Messfahrten

Diese Abweichungen von den vorgegebenen Temperaturen gilt es in der Auswertung der Messdaten und der Erstellung sowie Validierung des Simulationsmodells zu berücksichtigen.

Die Messfahrt des Großglocknerzyklus wird in Anlehnung an die VW-Prüfnorm (Prüfverfahren und Grenzwerte für PKW-Kühlsysteme) für die gemäßigte Klimazone durchgeführt. Diese schreibt ein Nachfahren des Großglockner-Steigungsprofils bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 55 km/h vor. Hierbei wird die Außentemperatur beim Anstieg von 30 °C im Tal bis auf 18 °C am Scheitelpunkt des Passes abgesenkt. Da insbesondere bei den hohen steigungsbedingten Fahrleistungen und der geringen Fahrgeschwindigkeit die Wärmeabfuhr über den Kühler stark eingeschränkt wird, ist für das erfolgreiche Durchfahren des gesamten Zyklus (keine Abschaltung wegen Übertemperatur) die realisierbare Fahrgeschwindigkeit auf 30 km/h abgeschätzt worden. Zwar reduziert sich hierdurch der Luftvolumenstrom durch den Kühler, jedoch ist der Wärmeeintrag der Brennstoffzelle in das Kühlmedium aufgrund der geringeren Fahrleistung wesentlich geringer, wodurch das Durchfahren des Zyklus realistisch ist.

Für die Messfahrt des Großglockner-Zyklus ist in Abb. 4.7 das Steigungs- und Höhenprofil für die Fahrgeschwindigkeit von 30 km/h dargestellt.

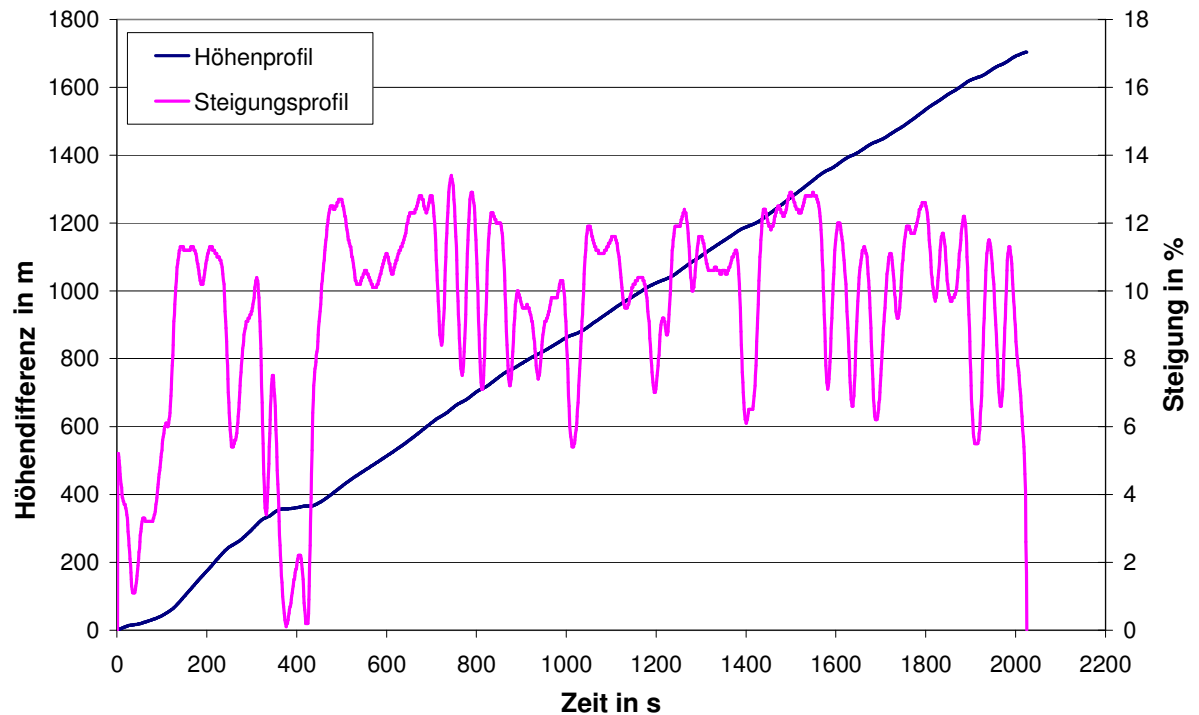


Abb. 4.7: Steigungs- und Höhenprofil des Großglockner-Zyklus

Diesem Steigungsprofil ist eine Vorkonditionierungsphase vorgelagert, die das System auf Betriebstemperatur bringt. Sie besteht aus einer 10-minütigen Fahrt bei der Zyklusgeschwindigkeit (30 km/h) bei einer Steigung von 8 %.

#### 4.1.4 Messunsicherheiten

Wenn eine physikalische Größe  $x$  (die den wahren Wert  $y$  hat) gemessen wird, unterscheidet sich der Messwert  $y_1$  um die Messabweichung von  $y$ . Diese Messabweichung kann nicht exakt bestimmt werden. Ziel jeder Messung ist es, den richtigen Wert  $y_w$  einer physikalischen Größe  $x$  zu ermitteln. Als richtiger Wert wird hierbei ein Schätzwert von  $y$ , der mit einer dem jeweiligen Zweck angemessenen Unsicherheit behaftet ist, verstanden. Laut DIN 1319 gehören zu einem vollständigen Messergebnis einer Messgröße  $x$  der beste Schätzwert  $y_w$  für den wahren Wert  $y$  und die Messunsicherheit  $u^*$ . [AIT00], [PUC01]

Der folgende Abschnitt beschäftigt sich mit der Berechnung von Schätzwert und Messunsicherheit gemäß DIN 1319, wobei nur auf die Behandlung der in der Arbeit angewandten Messmethoden näher eingegangen wird. Außerdem wird auf die Fortpflanzung von Messunsicherheiten eingegangen, die bei der Rechnung mit Messwerten auftritt.

Um die Qualität einer Messung beurteilen zu können, ist es erforderlich, die Messabweichungen eines Messvorganges so genau wie möglich zu kennen. Messabweichungen lassen sich in mehrere Kategorien einteilen:

- Grobe Messabweichungen: Diese resultieren beispielsweise aus der Fehlbedienung der Messinstrumente, falschem Ablesen der Anzeigen oder aus der Anwendung ungeeigneter Messverfahren. Treten grobe Messfehler auf, ist die Messung im Allgemeinen ungültig.
- Systematische Messabweichungen: Diese Fehler sind durch das verwendete Messprinzip und die Messanordnung bedingt. Unter identischen Messbedingungen sind systematische Messfehler sowohl dem Betrag als auch dem Vorzeichen nach konstant. Systematische Fehler ergeben sich beispielsweise aus der Wechselwirkung zwischen Sensor und Messobjekt oder sind durch die Unvollkommenheit des Messobjektes (Inhomogenitäten, Mangel an Reinheit) bedingt. Systematische Fehler lassen sich teilweise vermeiden oder korrigieren. Der Aufwand zur Verringerung systematischer Fehler steigt jedoch sehr stark mit der benötigten Messgenauigkeit. Systematische Fehler lassen sich oft bei der Diskussion der Messergebnisse durch Abschätzungen berücksichtigen.
- Zufällige Messabweichungen: Auch diese Fehler sind durch Messprinzip und Messanordnung bedingt, jedoch beeinflussen sie das Messergebnis in zufälliger Weise. Ursachen sind beispielsweise die stochastische Natur der zu messenden Größen (z.B. Zustandsvariablen turbulenter Strömungen, radioaktiver Zerfall), das begrenzte Auflösungsvermögen der Messmethode oder das Rauschen der Versorgungsspannung der Messgeräte. Zufällige Messfehler können mit statistischen Methoden abgeschätzt werden.

Die systematischen und die zufälligen Messabweichungen oder -fehler werden nach [DIN96] unter dem Begriff Messunsicherheit zusammengefasst. Um die systematischen und zufälligen Fehler anhand der Messdaten abschätzen zu können, sind mehrere Messungen erforderlich. Für beide Fehlerarten ist dazu eine gesonderte Wahl der Messbedingungen notwendig.

- Wiederholbedingungen: Bedingungen, unter denen wiederholt einzelne Messwerte für dieselbe spezielle Messgröße unabhängig voneinander so gewonnen werden, dass die systematische Messabweichung für jeden Messwert die gleiche bleibt.
- Erweiterte Vergleichsbedingungen: Bedingungen, unter denen eine Gesamtheit unabhängiger Messergebnisse für dieselbe spezielle Messgröße so gewonnen wird, dass durch Vergleich Unterschiede der systematischen Messabweichungen erkennbar werden.

In dieser Arbeit wird z.B. für die Bestimmung des Druckverlustes  $\Delta p$  der Volumenstrom  $\dot{V}$  in bestimmten Grenzen variiert. Dadurch werden Vergleichsbedingungen geschaffen, die die Bestimmung des Einflusses von  $\dot{V}$  auf  $\Delta p$  ermöglichen. Würde der Druckverlust für genau einen Volumenstrom gemessen, und würde beispielsweise die Pumpenregelung stets einen etwas zu hohen Volumenstrom bedingen, könnte dieser systematische Messfehler durch die verschiedenen Messungen bei Vergleichsbedingungen quantifiziert werden.

Demnach wird zwischen bekannten und unbekannten systematischen Messabweichungen unterschieden. Die bekannten Abweichungen dienen als Schätzwert  $k'$  für den auch als Korrektur bezeichneten Wert  $k$ . In aller Regel muss davon ausgegangen werden, dass auch unbekannte systematische Messabweichungen auftreten und diese durch eine Unsicherheit  $u(k)$  berücksichtigt werden müssen. Da auch der Messwert  $y_1$  zufälligen Messabweichungen unterliegt, sind beide Summanden mit einer Unsicherheit behaftet. Die Aussagekraft einer Messung lässt sich nur dann bewerten, sofern diese Unsicherheiten auch quantifiziert werden können und sich folglich ein Intervall um  $y_w$  eingrenzen lässt, in dem mögliche Messwerte mit einer technisch sinnvollen Wahrscheinlichkeit liegen können. Dazu dient der bereits eingeführte Begriff der Messunsicherheit.

Messunsicherheiten kennzeichnen einen Bereich von Werten, die der Messgröße zugeordnet werden können und der mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit den richtigen Wert enthält.

$$y_w - u(y_w) < y < y_w + u(y_w). \quad (4.1)$$

Wie hoch die Wahrscheinlichkeit ist, dass der richtige Wert innerhalb des aufgespannten Intervalls liegt, hängt von den angewandten statistischen Methoden zur Ermittlung der Messunsicherheit ab.

Für die Berechnung bzw. Abschätzung der Messunsicherheit hat man sich vor ca. 10 Jahren auf ein international einheitliches Schema geeinigt [GOC05]. Dieses Schema basiert auf der GUM-Richtlinie (Guide to the Expression of Uncertainty in Masurement), nach der sich auch die DIN 1319 richtet. Nach dieser werden zwei verschiedene Methoden, A und B, unterschieden, um die Messunsicherheit zu bestimmen. Beide Methoden basieren auf Wahrscheinlichkeitsverteilungen der die Messung beeinflussenden Größen und bestimmen die Messunsicherheit mit Hilfe von Varianzen oder Standardabweichungen. Beruht die Ermittlung der Messunsicherheiten auf empirischen Standardabweichungen der Messwerte, so wird sie auch Standardunsicherheit genannt.

#### Methode A:

Voraussetzung für die Anwendung von Methode A ist, dass für eine Eingangsgröße mehrere statistisch unabhängige Messungen unter Wiederholbedingungen durchgeführt wurden. In vielen Fällen ist der arithmetische Mittelwert der Messwerte der beste Schätzwert und die Messunsicherheit  $u(x)$  entspricht der empirischen Standardabweichung. Es wird in diesem Fall von der Standardunsicherheit nach Typ A gesprochen. Da aufgrund des hohen zeitlichen Aufwandes und der begrenzten Prüfstandszeit keine ausreichende Anzahl gleicher Messungen unter Wiederholbedingungen durchgeführt worden sind, wird hier nicht weiter auf die Methode A eingegangen.

#### Methode B:

Bei dieser Methode wird davon ausgegangen, dass nur eine oder sehr wenige statistisch unabhängige Messungen der Eingangsgröße vorliegen. Die zugehörige Standardunsicherheit wird deshalb bei dieser Methode anhand aller verfügbaren Informationen über die Schwankungen der Messgröße durch wissenschaftliche Beurteilung ermittelt. Als Informatio-

nen stehen in erster Linie in dieser Arbeit die Garantiefehlergrenzen der Messgerätehersteller zur Verfügung. Diese geben eine maximale Abweichung des wahren Wertes vom Messwert an. Sind keine weiteren Informationen gegeben, kann davon ausgegangen werden, dass alle Messwerte innerhalb des durch die maximale Abweichung gegebenen Intervalls mit gleicher Wahrscheinlichkeit auftreten können (Gleich- oder Rechteckverteilung). Ist  $x^-$  die untere Garantiefehlergrenze und  $x^+$  die obere, so ergibt sich der beste Schätzwert für  $y$  in diesem Fall durch  $(x^+ + x^-)/2$ . Die der Rechteckverteilung entsprechende Standardunsicherheit lautet somit

$$u(y) = \frac{x^+ - x^-}{2\sqrt{3}} . \quad (4.2)$$

Im Folgenden wird auf die Fortpflanzung der Messunsicherheiten eingegangen, da nur in seltenen Fällen der Ausgabewert des Sensors auch der gesuchten Messgröße entspricht. Es wird in diesem Fall von einer direkten Messung gesprochen. In dieser Arbeit werden ausschließlich indirekte Messungen durchgeführt, bei denen der Ausgabewert mit Hilfe eines mathematischen Modells in die Messgröße umgerechnet wird. So wird z.B. bei den in dieser Arbeit verwendeten Volumenstromsensoren die Drehzahl eines Flügelrades gemessen, die über den Umweg einer elektrischen Spannung einem Volumenstrom zugeordnet wird.

Sowohl das Messsignal selbst als auch dessen ggf. folgende Verarbeitung sind mit Messunsicherheiten behaftet. Bei einer Messung muss deshalb die gesamte Messkette bei der Bestimmung der Messunsicherheit betrachtet werden. Außerdem berechnen sich häufig die interessierenden Größen aus mehreren Messgrößen, so dass die Messunsicherheiten der einzelnen Messgrößen zu einer Gesamtunsicherheit der gesuchten Größe zusammengefasst werden müssen. Die gesuchte Größe  $G$  kann als Funktion der verschiedenen Eingangsgrößen geschrieben werden

$$G = f(x_1, x_2, \dots, x_i) . \quad (4.3)$$

Sind die einzelnen Eingangsgrößen statistisch unabhängig voneinander, ergibt sich die Standardunsicherheit gemäß dem Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetz

$$u(G) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u^2(x_i)} . \quad (4.4)$$

In den hier betrachteten Fällen lässt sich Gl. 4.4 weiter vereinfachen und es ist nicht notwendig, die Differentialquotienten zu bilden. In dieser Arbeit setzen sich die Funktionen  $f$  lediglich aus Summen und Differenzen sowie Produkten und Quotienten der Eingangsgrößen zusammen.

Besteht  $f$  aus Summen und Differenzen der Eingangsgrößen,

$$f = c_1 \cdot x_1 + c_2 \cdot x_2 + \dots + c_n \cdot x_n , \quad (4.5)$$

so ergibt sich die absolute Messunsicherheit von  $G$  aus der Summe der absoluten Messunsicherheiten der Eingangsgrößen

$$u(G) = |c_1 \cdot u(x_1)| + |c_2 \cdot u(x_2)| + \dots + |c_n \cdot u(x_n)|. \quad (4.6)$$

Setzt sich  $f$  aus Produkten und Quotienten der Eingangsgrößen zusammen,

$$f = x_1^\alpha \cdot x_2^\beta \cdot \dots \cdot x_n^\gamma, \quad (4.7)$$

so ergibt sich die relative Messunsicherheit von  $G$  aus der Summe der relativen Messunsicherheiten der Eingangsgrößen

$$\left| \frac{u(G)}{G_w} \right| = \left| \alpha \frac{u(x_1)}{x_{1,w}} \right| + \left| \beta \frac{u(x_2)}{x_{2,w}} \right| + \dots + \left| \gamma \frac{u(x_n)}{x_{n,w}} \right|. \quad (4.8)$$

Der größte absolute Fehler berechnet sich dann zu

$$u(G) = \pm \left| \frac{u(G)}{G_w} \right| \cdot G_w. \quad (4.9)$$

Da aufgrund des hohen Messaufwandes die Messungen nur jeweils einmal durchgeführt werden, ist eine statistische Fehleranalyse nicht möglich und es muss bei der Bestimmung der Messunsicherheiten auf die Garantiefehlergrenzen der Messgerätehersteller zurückgegriffen werden. Es werden im Folgenden die Berechnungen des besten Schätzwertes sowie der Messunsicherheit gemäß DIN 1319 für die einzelnen Sensoren erläutert. Bei den Volumenstrommessgeräten besteht die Messkette aus Sensor, Messumformer und Messverstärker. Für alle drei Geräte sind Garantiefehlergrenzen bekannt. Da das durch die Garantiefehlergrenzen aufgespannte Intervall symmetrisch bezüglich des richtigen Wertes ist und keine weiteren systematischen Messabweichungen berücksichtigt werden, kann der Messwert als bester Schätzwert genommen werden. Zusätzlich muss die Messunsicherheit bestimmt werden, welche für die einzelnen Geräte Tab. 4.3 zu entnehmen sind. Es wird eine Rechteckverteilung der Messgrößen innerhalb der von den Garantiefehlergrenzen (GFG) der Geräte aufgespannten Intervalle angenommen. Die Messunsicherheit des Volumenstromes ergibt sich nach Gl. 4.7 aus den Messunsicherheiten der einzelnen Komponenten der Messkette.

Tab. 4.3: Messunsicherheiten für die Volumenstrommesskette

	FT-12 $u(\dot{V})$	FT-20 $u(\dot{V})$	FT-24 $u(\dot{V})$
<b>Sensor</b>	$2,89 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}$	$2,89 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}$	$2,89 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}$
<b>Messumformer</b>	$3,46 \cdot 10^{-2} \text{ l/min}$	$0,1155 \text{ l/min}$	$0,1155 \text{ l/min}$
<b>Messverstärker</b>	$1,04 \cdot 10^{-2} \text{ l/min}$	$3,46 \cdot 10^{-2} \text{ l/min}$	$3,46 \cdot 10^{-2} \text{ l/min}$
<b>Summe</b>	$4,5 \cdot 10^{-2} \text{ l/min}$ $+ 2,89 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}$	$0,15 \text{ l/min}$ $+ 2,89 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}$	$0,15 \text{ l/min}$ $+ 2,89 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}$

Die Temperatursensoren sind direkt an den Messverstärker angeschlossen und die sich daraus ergebenden Messunsicherheiten der Messkette sind Tab. 4.4 zu entnehmen.

Tab. 4.4: Messunsicherheiten für die Temperaturmesskette

	Pt100 $u(\vartheta)$
<b>Sensor</b>	$1,7 \cdot 10^{-2} \text{ K} + 0,577 \cdot \vartheta$
<b>Messverstärker</b>	$1,7 \cdot 10^{-2} \text{ K}$
<b>Summe</b>	$3,4 \cdot 10^{-2} \text{ K} + 0,577 \cdot \vartheta$

Die Fehlerbetrachtung wird hier ausschließlich für die Konstantfahrten durchgeführt, bei denen sich die Wärmeströme zu

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot (c_p(\vartheta) \cdot \vartheta_{M,A} - c_p(\vartheta) \cdot \vartheta_{M,E}) \quad (4.10)$$

ergeben. Folglich berechnen sich die Messunsicherheit für den Wärmestrom zu

$$\left| \frac{u(\dot{Q})}{\dot{Q}_w} \right| = \left| \frac{u(\dot{V})}{\dot{V}_w} \right| + \left| \frac{c_p(\vartheta) \cdot u(\vartheta_{M,A}) + c_p(\vartheta) \cdot u(\vartheta_{M,E})}{(c_p(\vartheta) \cdot \vartheta_{M,A} - c_p(\vartheta) \cdot \vartheta_{M,E})_w} \right|. \quad (4.11)$$

Da sich der Kühler volumenström aus der Differenz von Gesamt- und Bypassvolumenstrom bestimmen lässt, setzt sich bei der Berechnung des entsprechenden Wärmestromes die Messunsicherheit im ersten Term auf der rechten Seite aus der Summe der absoluten Fehler der beiden Volumenstromsensoren zusammen.

#### 4.1.5 Auswertungen

Ziel der durchgeführten Messungen ist die Bestimmung der Wärmeströme zwischen den Komponenten und dem Kühlmedium. Die Größen werden im Anschluss für das dynamische Simulationsmodell verwendet. Da die Wärmeströme aber nicht direkt gemessen werden können, müssen sie mit Hilfe der Messdaten berechnet werden. Im Falle der stationären Messungen ist der Aufwand hierfür gering. Bei den transienten Messungen lassen sich die Wärmeströme allerdings nur mit gewissen Einschränkungen aus den gewonnenen Mess-

daten berechnen. Im Folgenden wird auf die zugrunde liegende Problematik eingegangen und der in dieser Arbeit verwendete Ansatz zur Lösung hergeleitet und beschrieben.

Der durch eine im Fluid ortsfest aufgespannte Fläche  $A$  fließende Enthalpiestrom  $\dot{H}$  kann unter Vernachlässigung der Änderung der kinetischen Energie beschrieben werden durch

$$\dot{H} = \int_A c_p \cdot \rho \cdot v \cdot \vartheta dA. \quad (4.12)$$

Hierbei ist  $v$  die Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur Fläche,  $\rho$  die Dichte,  $c_p$  die spezifische isobare Wärmekapazität und  $\vartheta$  die Temperatur. Durch Einführung der adiabaten Mischungstemperatur  $\vartheta_F$  und unter Annahme einer konstanten spezifischen Wärmekapazität vereinfacht sich die Gleichung zu

$$\dot{H} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \vartheta_F, \quad (4.13)$$

mit

$$\vartheta_F = \frac{1}{\dot{m}} \int_A \rho \cdot v \cdot \vartheta dA. \quad (4.14)$$

Da bei Messungen in der Praxis meist nur eine Temperatur  $\vartheta_M$  und ein gemittelter Massenstrom aufgezeichnet werden, lässt sich die adiabate Mischungstemperatur nicht bestimmen und der Enthalpiestrom wird mit Gl. 4.13 unter Verwendung der gemessenen Daten berechnet. Der dabei gemachte Fehler  $F_H$  ist proportional zu  $\vartheta_F - \vartheta_M$ . Er wird in dieser Arbeit vernachlässigt, da hier nur turbulente Rohrströmungen betrachtet werden, bei denen  $\vartheta_F - \vartheta_M$  im Allgemeinen klein ist. [BAE06b]

Um anhand der gemessenen Ein- und Austrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  bzw.  $\vartheta_{M,A}$  eine Aussage über den Wärmestrom  $\dot{Q}$  zwischen einer Komponente und dem Kühlmedium machen zu können, wird zunächst ein System definiert, welches lediglich das in der Komponente enthaltene Kühlmedium umfasst. Mit  $\dot{H}_E$  und  $\dot{H}_A$  als Enthalpiestrom am Ein- bzw. Austritt der Komponente und unter Vernachlässigung der Änderung der kinetischen Energie wird die Änderung der im System enthaltenen Enthalpie  $\dot{H}_S$  ausgedrückt mit

$$\dot{H}_S = \dot{H}_E - \dot{H}_A - \dot{Q}. \quad (4.15)$$

Im Falle eines stationären Zustandes wird  $\dot{H}_S$  zu null und die gesuchte Größe  $\dot{Q}$  ergibt sich als Differenz von  $\dot{H}_E$  und  $\dot{H}_A$ . Einsetzen von Gl. 4.13 ergibt

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (c_p(\vartheta) \cdot \vartheta_{M,A} - c_p(\vartheta) \cdot \vartheta_{M,E}). \quad (4.16)$$



Bei instationären Messungen kann der Wärmestrom  $\dot{Q}$  nicht direkt aus den drei Messgrößen  $\vartheta_{M,E}$ ,  $\vartheta_{M,A}$  und  $\dot{m}$  ermittelt werden. Mit Hilfe weiterer vereinfachender Annahmen und einer detaillierteren Bilanzierung als in Gl. 4.16 kann  $\dot{Q}$  jedoch abgeschätzt werden. Dazu wird eine als Punktmasse idealisierte Kontrollmasse  $m$  des Kühlmediums am Komponenteneintritt mit der Enthalpie

$$H_{m,E} = \vartheta_E \cdot c_p(\vartheta_E) \cdot m \quad (4.17)$$

betrachtet. Nach einer bestimmten Zeit  $\partial t$  verlässt die Kontrollmasse die Komponente mit der Temperatur  $\vartheta_A$  und die Enthalpieänderung  $H_{m,A} - H_{m,E}$  von  $m$  berechnet sich zu

$$H_{m,A} - H_{m,E} = m \cdot (c_p(\vartheta) \cdot \vartheta_A - c_p(\vartheta) \cdot \vartheta_E). \quad (4.18)$$

Dividiert durch die Zeit  $\partial t$  ergibt sich eine mittlere Enthalpieänderung  $\dot{\bar{H}}_m$

$$\dot{\bar{H}}_m = \frac{\dot{H}_m}{\partial t}. \quad (4.19)$$

Die einfachste Abschätzung von  $\dot{Q}$  basiert auf der Annahme, dass  $m$  während der Zeit  $\partial t$  kontinuierlich die Enthalpieänderung  $\dot{\bar{H}}_m$  als Wärmeleistung  $\dot{\bar{Q}}_m$  erfährt. Wenn sich das in der Komponente befindliche Kühlmedium aus  $n$  Kontrollmassen zusammensetzt, ergibt sich  $\dot{Q}$  näherungsweise zu

$$\dot{Q} \approx \sum_{i=1}^n \dot{\bar{Q}}_{m,i}. \quad (4.20)$$

Diese Approximation lässt sich in vielen Fällen verbessern, wenn berücksichtigt wird, dass der Wärmestrom  $\dot{Q}_m$  nach dem Gesetz von Fourier zur Temperaturdifferenz zwischen Kontrollmasse und Umgebung proportional ist

$$\dot{Q}_m = \lambda \cdot (\vartheta_m - \vartheta_U) \cdot dA. \quad (4.21)$$

Im Falle der hier betrachteten Punktmasse handelt es sich bei  $\lambda$  um den Wärmeleitkoeffizienten des Kühlmittels,  $dA$  ist die Trennfläche zwischen Masse und Umgebung. Im Folgenden wird lediglich auf den Fall konstanter Umgebungstemperatur und konstantem  $\lambda$  eingegangen, da nur auf diese Weise vereinfachte Betrachtungen in die Messauswertung eingeflossen sind. Umstellen und Einsetzen von Gl. 4.17, mit  $\vartheta_m$  anstelle  $\vartheta_E$ , in Gl. 4.21 und Integrieren über die Zeit führt zu einer Differentialgleichung erster Ordnung, die die übertragene Wärme in Abhängigkeit der Zeit beschreibt,

$$Q_m(t) = dA \cdot \lambda \cdot \int \left[ \vartheta_U - \left( \frac{H_{m,E} + Q_m(t)}{c_p \cdot m} \right) \right] dt \Rightarrow Q_m(t) = dA \cdot \lambda \cdot \left[ \vartheta_U - \left( \frac{H_{m,E} + Q_m(t)}{c_p \cdot m} \right) \right]. \quad (4.22)$$

Die mit einem exponentiellen Ansatz berechnete Lösung dieser Gleichung lautet

$$Q_m(t) = m \cdot [\vartheta_U \cdot c_p (\vartheta_U) - \vartheta_E \cdot c_p (\vartheta_E)] + C \cdot e^{-\frac{\lambda \cdot dA \cdot t}{m \cdot c_p}}. \quad (4.23)$$

Die Integrationskonstante  $C$  ergibt sich aus der Anfangsbedingung, dass  $Q_m(t_0 = 0)$  gleich null sein muss. Der erste Ausdruck auf der rechten Seite stellt die bei den Temperaturen  $\vartheta_U$  und  $\vartheta_E$  maximal von der Masse aufnehmbare bzw. abzugebende Wärmemenge  $Q_{m,max}$  dar. Gl. 4.23 lässt sich somit schreiben als

$$Q_m(t) = Q_{m,max} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{\lambda \cdot dA \cdot t}{m \cdot c_p}} \right). \quad (4.24)$$

Abgeleitet nach der Zeit beschreibt diese Gleichung den abgegebenen bzw. aufgenommenen Wärmestrom in Abhängigkeit der Zeit

$$\dot{Q}_m(t) = Q_{m,max} \cdot \frac{\lambda \cdot dA}{m \cdot c_p} \cdot e^{-\frac{\lambda \cdot dA \cdot t}{m \cdot c_p}}. \quad (4.25)$$

Ist entweder die Umgebungstemperatur oder die Wärmeleitfähigkeit sowie ein Wert von  $Q_m(t_0 < 0)$  bekannt, so lässt sich der jeweils andere Wert durch Umstellen von Gl. 4.24 bestimmen,

$$\lambda = \frac{m \cdot c_p}{dA \cdot \partial t} \cdot \ln \left( 1 - \frac{Q_m(t = t_0 + \partial t)}{Q_{m,max}} \right), \text{ bzw.} \quad (4.26)$$

$$\vartheta_U = \frac{Q_m(t = t_0 + \partial t)}{(1 - e^d) \cdot m \cdot c_p (\vartheta_U)} + \frac{\vartheta_E \cdot c_p (\vartheta_E)}{c_p (\vartheta_U)}, \quad d = -\frac{\lambda \cdot dA \cdot \partial t}{m \cdot c_p}. \quad (4.27)$$

Die Gültigkeit der Annahme einer konstanten Wandtemperatur  $\vartheta_W$  ist für jede betrachtete Messung einzeln zu überprüfen.

Die hier angestellten Überlegungen lassen sich jedoch nur indirekt auf die Messdaten anwenden. Ein Problem ist die Definition einer Kontrollmasse und die Zuordnung der gemessenen Ein- und Austrittstemperaturen zu dieser Masse. Die Messdaten liefern zum

Messzeitpunkt  $t_i$  den Massenstrom  $\dot{m}_i$  und die Austrittstemperatur  $\vartheta_{A,i}$ . Unter Zuhilfenahme des konstanten Messintervalls  $\Delta t$  lässt sich eine Kontrollmasse berechnen,

$$m_{K,i} = \Delta t \cdot \dot{m}_i. \quad (4.28)$$

Um dieser Kontrollmasse eine Eintrittstemperatur zuordnen zu können, muss der Zeitpunkt  $t_{i,0}$  bestimmt werden, zu dem die Kontrollmasse den Temperatursensor am Komponenteneintritt passiert hat. Dafür muss die Bewegung innerhalb der Komponente abgeschätzt werden. Die hier hauptsächlich betrachteten Rohrströmungen werden deshalb durch eine Kolbenströmung idealisiert, die Strömungsgeschwindigkeit über den Rohrquerschnitt also als konstant angenommen. Wird des Weiteren angenommen, dass die Dichte  $\rho$  des Fluides konstant ist und  $\Delta t \ll t_{i,1} - t_{i,0}$  ist, gilt der Zusammenhang

$$V_C = \frac{1}{\rho} \int_{t_{i,0}}^{t_{i,1}} m(t) dt \approx \frac{\Delta t}{\rho} \sum_{j=i}^{j=i+n} m_j, \quad (4.29)$$

wobei  $V_C$  das Volumen der Komponente darstellt. Da  $V_C$  sowie alle  $m_j$  bekannt sind, lässt sich  $n$  und damit auch  $t_{i,0}$  näherungsweise bestimmen. Mit der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{E,i}(t_{i,1})$  sowie Gl. 4.18 und Gl. 4.19 kann nun  $\dot{H}_m$  für die betrachtete Kontrollmasse berechnet werden. Die Anwendung dieses Vorgehens auf alle Messwerte ergibt zusammen mit Gl. 4.20 eine Näherung für den Wärmestrom  $\dot{Q}(t)$  zwischen Komponente und Kühlwasser. Diese Vorgehensweise entspricht der in Abb. 4.8 eingezeichneten roten Kurve für den Wärmestrom zwischen Kontrollmasse und Komponente  $\dot{Q}_{K,i}(t)$ .

Bei Verwendung von Gl. 4.25 anstelle von Gl. 4.20 zur Abschätzung von  $\dot{Q}_{K,i}(t)$  muss beachtet werden, dass der Wärmeleitkoeffizient bei der hier betrachteten Kontrollmasse in den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  zwischen Rohrwand und Fluid übergeht. Der schematische Verlauf von  $\dot{Q}_{K,i}(t)$  ist Abb. 4.8 zu entnehmen. Die Annahme, dass die Umgebungstemperatur, in diesem Fall die Wandtemperatur  $\vartheta_w$ , als konstant betrachtet werden kann, muss im Einzelfall auf ihre Zulässigkeit geprüft werden. Voraussetzung für die Anwendung von Gl. 4.25 ist die Kenntnis von  $\alpha$  oder der Wandtemperatur. Da die Wandtemperatur nicht gemessen wird und auf komplexe Weise mit den Wärmetransportvorgängen innerhalb der Komponente zusammenhängt, erscheint die Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten als sinnvoller.

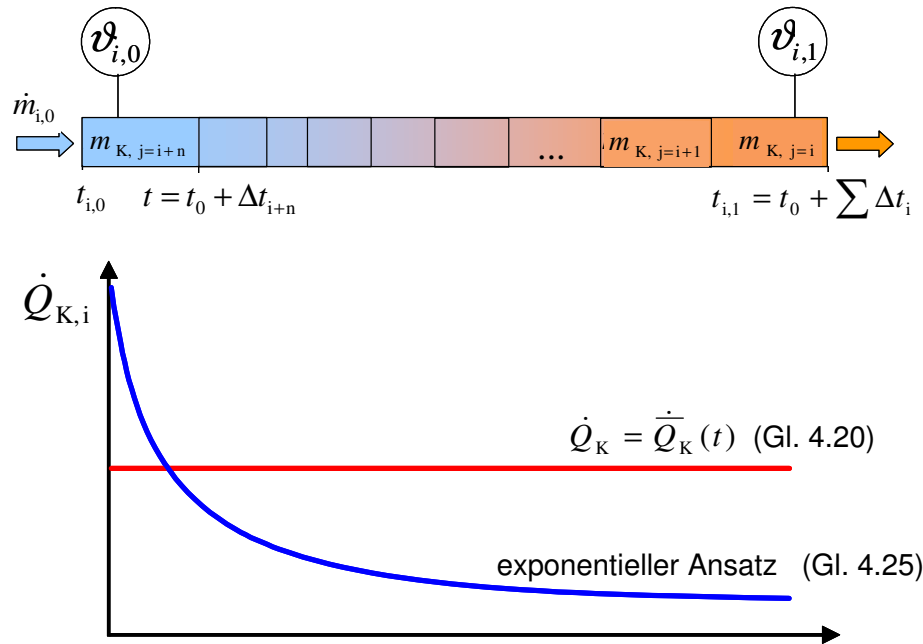


Abb. 4.8: Zuordnung der Temperaturmesswerte zu den Kontrollmassen (oben), Ansätze für den zeitlichen Verlauf des Wärmestromes für die Kontrollmassen (unten)

#### Wärmestrom des Stapelmoduls

Für die Abschätzung der Strömungsvorgänge innerhalb des Stapelmoduls ist die Annahme einer Kolbenströmung nicht ausreichend, da sich der Volumenstrom innerhalb des Stapelmoduls auf die einzelnen Zellen aufteilt. Es wird die weiterführende Annahme gemacht, dass sich jede Kontrollmasse gleichmäßig auf die einzelnen Zellen aufteilt und Wärmeübertragung nur innerhalb der Zellen stattfindet. Da die kühlmittelseitige Verschaltung der Zellen gemäß einer Tichelmann-Schaltung (Abb. 4.9) erfolgt, muss jede Teilmasse die gleiche Strecke innerhalb des Stapelmoduls zurücklegen. Diese Voraussetzung ist notwendig für die Anwendung der in Abb. 4.9 beschriebenen Vorgehensweise, da ansonsten einer Kontrollmasse nicht eine Eintritts- und eine Austrittstemperatur zugeordnet werden kann. Die Tichelmann-Schaltung bedingt des Weiteren, dass die einzelnen Zellen von den entsprechenden Teilen der Kontrollmasse nicht während der gleichen Zeitintervalle durchströmt werden. Ist das Kühlmittelvolumen in der Verteiler- und Sammelleitung wesentlich größer als das in den Zellen, dann befinden sich zu einem Zeitpunkt nur wenige Teile der Kontrollmasse in einer Zelle. Der größte Teil ist in der Verteiler- oder Sammelleitung. Anwendung der Ansätze gemäß Gl. 4.20 bzw. Gl. 4.25 auf den Wärmeübertragungsvorgang in den einzelnen Zellen würde demnach einen qualitativen Verlauf von  $\dot{Q}_{K,i}$ , wie in Abb. 4.9 skizziert, bedingen, wobei es sich ausschließlich um einen stationären Zustand handelt. Im Falle eines transienten Vorganges wäre den angegebenen Kurven die durch die Veränderung des Betriebspunktes resultierende Kurve für  $\dot{Q}_{K,i}$  überlagert. Da es sich hier um ein Stapelmodul mit 440 Zellen handelt, wird angenommen, dass der Zeitraum  $t_5 - t_1$  gemäß Abb. 4.9 sehr viel kleiner ist als die Zeit, die die Kontrollmasse braucht, um die gesamte Komponente zu durchströmen und der Wärmestrom  $\dot{Q}_{K,i}$  sich somit in guter Näherung als konstant betrachten lässt. Folglich kann für das Stapelmodul Gl. 4.20 zur Approximation von  $\dot{Q}_{K,i}$  verwendet werden

und es ist keine nähere Betrachtung der Wärmeübertragungsprozesse innerhalb der BZ notwendig. Die Annahme eines konstanten Wärmestromes führt bei stark transienten Laständerungen der BZ zu einer Mittelung des Wärmestromes über die Zeit, die die jeweilige Masse benötigt, um die Komponente zu durchströmen.

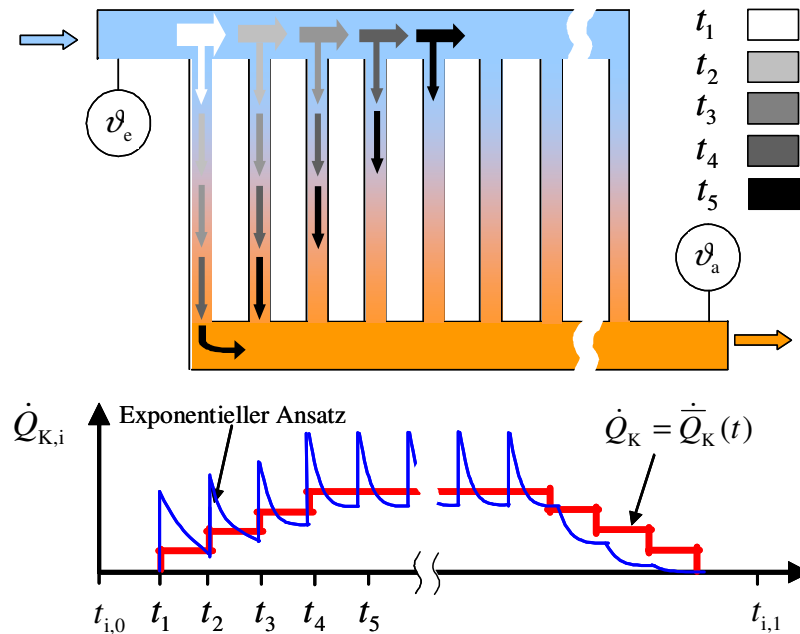


Abb. 4.9: Angenommene Bewegung einer Kontrollmasse durch das Stapelmodul (oben) sowie korrespondierender Wärmefluss zwischen Kontrollmasse und Stapelmodul (unten) unter Voraussetzung eines stationären Betriebspunktes sowie der Ansätze gemäß Gl. 4.20 bzw. Gl. 4.25 für den Wärmeübergang in der Zelle

Wenn der Aufwärmprozess innerhalb der BZ sich wesentlich schneller vollzieht als das Kühlmittel benötigt, um die BZ zu durchströmen, wäre eine genauere Approximation wünschenswert. Aus diesem Grund wird der qualitative Verlauf von  $\dot{Q}_{K,i}$  dem Verlauf der Stapelmodulleistung gleichgesetzt und so skaliert, dass das Integral dem gemessenen Wert von  $\dot{\bar{H}}_m$  entspricht. Die resultierende Kurve für den so ermittelten Wärmestrom  $\dot{Q}(t)$  ist in Abb. 4.10 exemplarisch dargestellt.

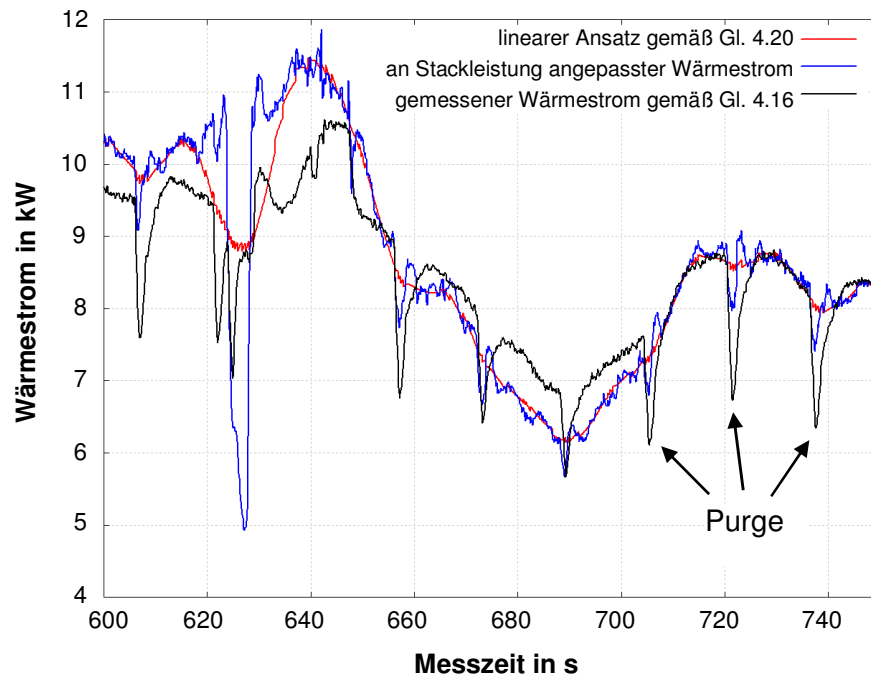


Abb. 4.10: Verlauf des Wärmestromes vom Stapelmodul in das Kühlwasser, mit verschiedenen Ansätzen gerechnet

Es kann davon ausgegangen werden, dass der tatsächliche Wärmestrom zwischen der an die Stackleistung angepassten Kurve (blau) und dem nach Gl. 4.20 bestimmten Verlauf (rot) liegt. Der blaue Verlauf berücksichtigt nicht die wärmeträge Masse des Stapelmoduls, die einen dämpfenden Einfluss auf den Wärmeeintrag in das Kühlmittel hat. Dies ist sehr gut anhand der stark reduzierten Stapelmodulleistungen während des Purgens zu erkennen. Bei der nach G. 4.16 gemessenen Kurve (schwarz) ist der Einfluss des Purgens erkennbar. Durch das Öffnen des Purge-Ventils sinkt der Wasserstoffdruck schnell ab. Um die Druckdifferenz über die Bipolarplatte in den vorgegebenen Grenzen zu halten, wird zeitgleich die Pumpe kurzzeitig heruntergefahren und somit der Druck im Kühlsystem abgesenkt. Da die Dynamik der Temperatursensoren nicht ausreicht, die aus dem geringeren Volumenstrom resultierende Temperaturerhöhung aufzulösen, wirkt sich der Effekt bei der Berechnung in einer Absenkung des Wärmestromes aus, die im Stapelmodul nicht vorkommt.

#### Wärmestrom der Befeuchter

Es werden während der Messungen lediglich die Temperaturen vor und hinter dem Befeuchtermodul aufgenommen, so dass eine Unterscheidung zwischen Luft- und Wasserstoffbefeuchter nicht möglich ist. Auch hier teilt sich der Volumenstrom nach Passieren des Temperatursensors am Komponenteneintritt auf die zwei Befeuchter auf, allerdings sind weder die Befeuchter zueinander, noch die einzelnen Platten innerhalb der Befeuchter gemäß einer Tichelmann-Schaltung angeordnet. Die sich auf die Befeuchter aufteilende Kontrollmasse passiert nur dann zur gleichen Zeit den Temperatursensor am Komponentenaustritt, wenn der Quotient aus Volumenstrom zum Volumen der einzelnen Komponenten gleich ist und das Volumen der Verteilerrohre der einzelnen Befeuchter wesentlich kleiner ist als das Volumen zwischen den Wärmetauscherplatten. Letztgenannte Forderung ist erfüllt,

das Verhältnis von Verteilerrohr- zu Komponentenvolumen beträgt etwa  $3 \cdot 10^{-5} : 1$ . Das Volumenstromverhältnis beträgt in allen Betriebszuständen mit mäßigen zeitlichen Volumenstromgradienten ( $\dot{V}_{\text{H}_2} / \dot{V}_{\text{Luft}}$ ) zwischen 1,07:1 und 1,14:1. Demnach müssten die Volumina der beiden Komponenten in etwa gleich sein, um die obige Forderung zu erfüllen. Mit einem Volumenverhältnis ( $V_{\text{H}_2} / V_{\text{Luft}}$ ) von 0,98:1 ist dies der Fall. Über das Verhältnis von innerem Volumen zu Volumenstrom der jeweiligen Komponente lässt sich die Durchlaufzeit einer Kontrollmasse errechnen. Diese beträgt beim Wasserstoffbefeuchter 5,5 s und beim Luftbefeuchter 5 s. Demzufolge passieren die beiden Teilmassen den Temperatursensor am Komponentenaustritt in einem Abstand von etwa einer halben Sekunde. Der am Befeuchteraustritt maximal gemessene Temperaturgradient beträgt etwa 0,2 K/s (Messfahrt GG). Bei Annahme eines linearen Temperaturanstiegs während der halben Sekunde entspricht das einem maximalen Fehler von etwa 0,05 K bezogen auf die Austrittstemperatur der Kontrollmasse. Bei einer Temperaturdifferenz über die Befeuchter von rund einem Kelvin entspricht das einem maximalen Fehler in der Abschätzung des Wärmeflusses von 5 %.

Um entscheiden zu können, welcher Ansatz zur Approximation von  $\dot{Q}_{\text{K},i}$  eher zutrifft, muss der Wärmeübertragungsprozess betrachtet werden. Beide Befeuchter sind als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführt. Der Temperaturgradient in die jeweilige Strömungsrichtung hat innerhalb eines Gegenstromwärmeübertragers demnach für die beiden Fluidströme entgegengesetztes Vorzeichen. Wird der vorliegende Fall mit dem Wärmeübertragungsvorgang entlang einer ebenen Platte verglichen, deren Wandtemperatur annähernd konstant ist, so nimmt in den Befeuchtern die für den Wärmeübergang entscheidende Temperaturdifferenz zwischen beiden Medien in Strömungsrichtung nicht so stark ab wie die Temperaturdifferenz zwischen der Platte und dem Fluid. Aus diesem Grund wird hier der lineare Ansatz gemäß Gl. 4.20 gewählt, um  $\dot{Q}_{\text{K},i}$  abzuschätzen.

### Wärmestrom des Kühlers

Bei der Vermessung des Kühlers ist das Problem aufgetreten, dass der Temperatursensor am Kühleraustritt in den stationären Betriebspunkten eine Temperatur angezeigt hat, die über der Stapelmoduleintrittstemperatur liegt. Eine mögliche Erklärung hierfür ist, dass der Sensor konstruktiv bedingt im unteren Bereich des Wasserkastens installiert ist. Der Kühler ist luftseitig teilweise schlecht durchströmt, so dass in einigen Kühlerrohren das Kühlmedium nur leicht gekühlt wird und der Sensor möglicherweise die Austrittstemperatur eines solchen Rohres gemessen hat.

Da die gemessenen Kühleraustrittstemperaturen somit für die Auswertung nicht verwendet werden können, muss auf die stromabwärts liegende Messstelle am Stapelmoduleintritt zurückgegriffen werden. Mit Hilfe der gemessenen Kühlereintrittstemperatur  $\vartheta_{\text{t7}}$ , die auch für den Bypassvolumenstrom angenommen wird, und den gemessenen Volumenströmen lässt sich auf die Kühleraustrittstemperatur zurückrechnen. Unter Vernachlässigung der Wärmeübertragung in den Rohren, der Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität sowie des Wärmeeintrags durch die Pumpe und innere Reibung, gilt im stationären Zustand

$$\vartheta_{t_8} = \frac{\vartheta_{t_7} \cdot \dot{m}_{V4} - \vartheta_{t_1} \cdot \dot{m}_{V1}}{\dot{m}_{V1} - \dot{m}_{V4}}, \quad (4.30)$$

wobei sich die Indizes auf die Positionen der Sensoren gemäß Abb. 4.4 beziehen. Im transienten Fall wird die Berechnung deutlich komplizierter. Bei Betrachtung einer Kontrollmasse  $m_k$ , die am Ort des Sensors  $t_1$  zum Zeitpunkt  $t_0$  als zusammenhängend angenommen wird, muss zunächst der Zeitpunkt  $t_1$  bestimmt werden, zu dem die Masse das Thermostatventil passiert. Die betrachtete Kontrollmasse wird dort in zwei Massen  $m_{\text{Bypass}}$  und  $m_{\text{Kühler}}$  aufgeteilt, deren Verhältnis der zu diesem Zeitpunkt gemessenen Volumenstromaufteilung zwischen Bypass- und Kühlerzweig entspricht. Die Temperatur des Volumenstromes aus dem Kühlerzweig kann nun analog zu Gl. 4.30 bestimmt werden. Dazu ist allerdings die Kenntnis der Temperatur des Bypassvolumenstromes nötig, die weiter stromaufwärts gemessen wurde. Folglich muss noch der Zeitpunkt  $t_3$  bestimmt werden, zu dem  $m_{\text{Bypass}}$  den Temperatursensor  $t_7$  passiert. Die so bestimmbare Austrittstemperatur des Kühlerzweigs muss anschließend noch einem Zeitpunkt zugeordnet werden, zu dem  $m_{\text{Kühler}}$  den Kühler verlassen hat. So kann wieder jeder Masse ein Eintritts- und Austrittszeitpunkt sowie die zugehörigen Temperaturen zugeordnet werden.

Im Falle eines Kreuzstromwärmetauschers ist die Lufttemperatur über die gesamte Kühlrohrlänge praktisch konstant. Da der Wärmestrom maßgeblich durch die lokale Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Luft bestimmt wird, wird er gemäß Gl. 4.25 approximiert. Im Gegensatz zu der im vorherigen Abschnitt gemachten Annahme einer turbulenten Strömung herrscht in den Kühlerrohren jedoch in jedem Betriebspunkt laminare Strömung. Die Reynolds-Zahl liegt dabei zwischen 0 und 500. Für den Fall konstanter Wandtemperatur und thermisch ausgebildeter Laminarströmung sind in [BAE06b] Nußelt-Zahlen für verschiedene Querschnitte angegeben. Für ein rechteckiges Rohr mit dem Seitenverhältnis  $\frac{b}{a} = \frac{1}{2}$  wird

eine Nußelt-Zahl von 3,391 angegeben. Für den Fall eines ebenen Spaltes mit dem Plattenabstand  $2b$  wird eine Nußelt-Zahl von 7,541 angegeben, wobei diese sich auf einen hydraulischen Durchmesser von  $4b$  bezieht. Da das Kühlerrohr eine Breite von ca. 55 mm und eine Höhe von etwa 1 mm hat und äquidistant in fünf Kanäle unterteilt ist, ergibt sich für den einzelnen Kanal ein Seitenverhältnis von 1:11. Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten anhand der oben genannten Nußelt-Zahlen für den Rohrquerschnitt als ebener Spalt führt zu

$$\alpha_{\text{Rohr}} \approx 1,5 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{K}} \text{ und}$$

$$\alpha_{\text{Spalt}} \approx 2,2 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{K}} .$$

Hier wird ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient von  $2 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{K})$  gewählt.



Im Folgenden werden zunächst die Wrmestrombilanzen des Kühlsystems bei den verschiedenen Messfahrten dargestellt und die Messdaten auf ihre Plausibilität überprüft.

Die Wärmestrombilanz des Kühlsystems lässt sich mit Hilfe des in Abb. 4.11 gezeigten Sankey-Diagramms darstellen. Als Referenzwert dient dabei der Brennwert des der BZ zugeführten Wasserstoffes. Bis auf den Wärmeeintrag durch die Pumpe und den Wärmeaustausch mit der Umgebung durch Konvektion und Strahlung sind alle relevanten Wärmeströme gemessen worden. Der Wärmeeintrag durch die Pumpe wird mit ihrer aufgenommenen elektrischen Leistung abgeschätzt, da der nass laufende Antriebsmotor seine Verlustwärme fast vollständig an das Kühlmittel abgibt und die auf das Kühlmittel übertragene Leistung durch Reibung dissipiert wird. Der Strahlungs- und Konvektionsanteil ergibt sich als Restgröße aus der Differenz aller anderen betrachteten Wärmeströme.

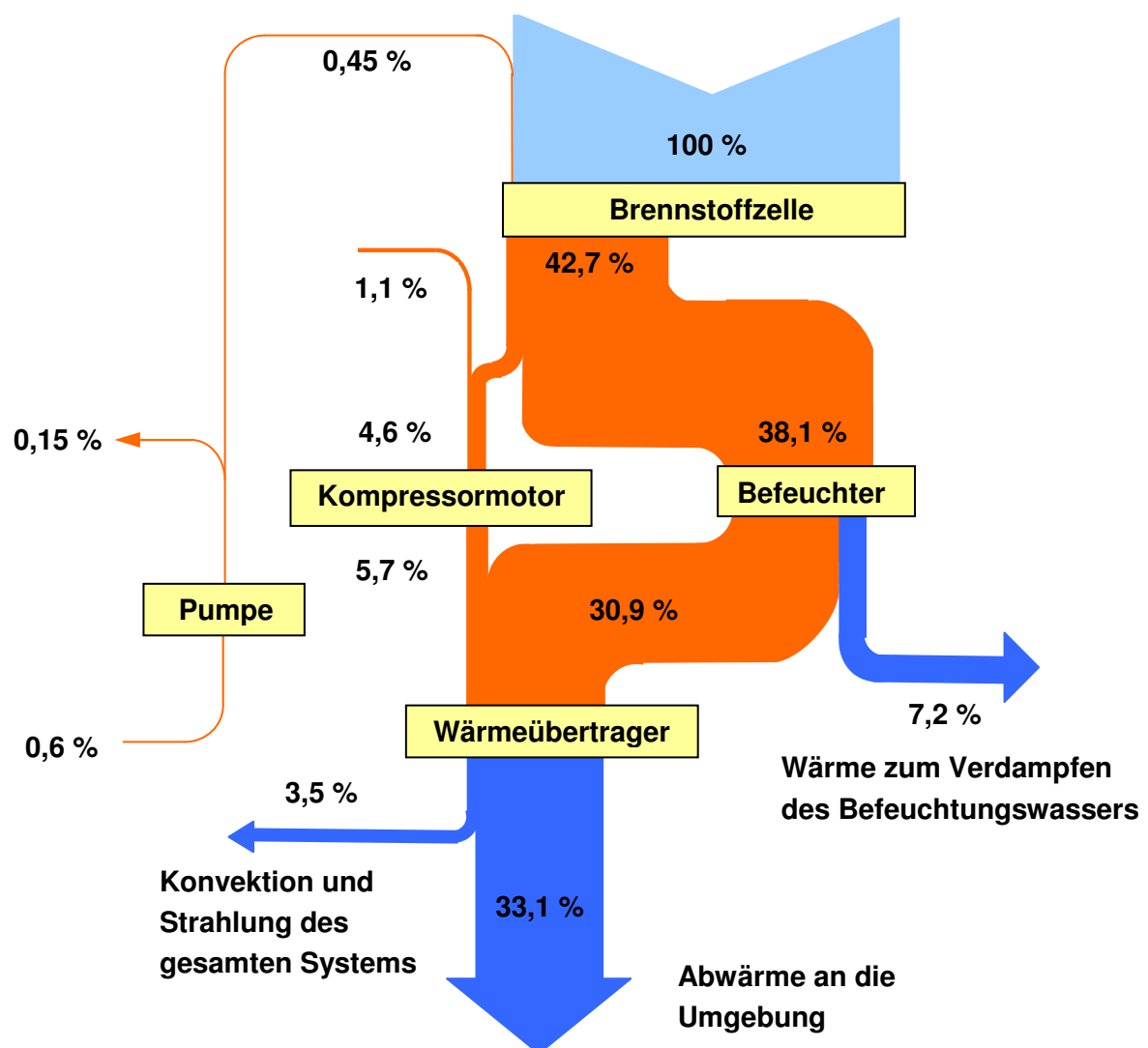


Abb. 4.11: Sankey-Diagramm des Kühlsystems, Daten über Messfahrt GG gemittelt

Ausgehend von einem thermodynamischen Wirkungsgrad der BZ von ca. 50 % fällt auf, dass nur ein verhältnismäßig geringer Anteil der im Wasserstoff enthaltenen Energie durch das Kühlmittel abgeführt wird. Dies liegt hauptsächlich in den Purge-Vorgängen begründet, bei denen ein Anteil des Wasserstoffes ungenutzt an die Umgebung abgegeben wird. Einen

deutlich geringeren Anteil der Energie stellt die durch die Stapelmodulbelüftung ausgetragene Verlustwärme dar, die in der Konvektion und Strahlung des gesamten Systems enthalten ist.

Tab. 4.5: Wärmeströme und Messunsicherheiten bei den Konstantfahrten

	$\vartheta_{\text{Eintritt}}$	$\vartheta_{\text{Austritt}}$	$\dot{V}$		$\dot{Q}_w$	$u(\dot{Q})/\dot{Q}_w$	$\dot{Q} - u(\dot{Q})$	$\dot{Q} + u(\dot{Q})$
	°C	l/min	l/min		kW	%	kW	kW
<b>Messfahrt KV40, <math>t_U = 25\text{ °C}</math>, <math>v_{\text{Fzg}} = 40\text{ km/h}</math>, <math>\dot{m}_{\text{H}_2} = 0,133\text{ g/s}</math></b>								
Stapelmodul	55,10	57,00	40,96		<b>6,34</b>	5,75	5,97	6,70
Kühler	56,74	43,44	5,03		<b>-4,69</b>	1,58	-4,76	-4,61
Befeuchter	57,23	56,81	36,46		<b>-1,08</b>	24,35	-1,34	-0,81
K.-Motor	56,86	58,32	4,5		<b>0,46</b>	8,05	0,42	0,50
Bilanzfehler					<b>-1,04</b>			
<b>Messfahrt KV80, <math>t_U = 25\text{ °C}</math>, <math>v_{\text{Fzg}} = 80\text{ km/h}</math>, <math>\dot{m}_{\text{H}_2} = 0,267\text{ g/s}</math></b>								
Stapelmodul	57,69	61,58	50,44		<b>13,72</b>	2,99	13,31	14,13
Kühler	60,71	47,40	11,44		<b>-10,66</b>	1,49	-10,82	-10,50
Befeuchter	61,53	60,80	44,89		<b>-2,31</b>	14,37	-2,64	-1,98
K.-Motor	61,03	62,21	5,55		<b>0,46</b>	9,73	0,41	0,50
Bilanzfehler					<b>-1,21</b>			
<b>Messfahrt KV110, <math>t_U = 25\text{ °C}</math>, <math>v_{\text{Fzg}} = 110\text{ km/h}</math>, <math>\dot{m}_{\text{H}_2} = 0,473\text{ g/s}</math></b>								
Stapelmodul	62,67	68,27	64,12		<b>25,14</b>	2,17	24,60	25,69
Kühler	67,28	62,45	61,26		<b>-20,68</b>	7,75	-22,29	-19,08
Befeuchter	68,22	67,35	57,09		<b>-3,48</b>	12,56	-3,91	-3,04
K.-Motor	67,67	68,69	7,04		<b>0,51</b>	11,23	0,45	0,56
Bilanzfehler					<b>-1,49</b>			
<b>Messfahrt KT35, <math>t_U = 35\text{ °C}</math>, <math>v_{\text{Fzg}} = 80\text{ km/h}</math>, <math>\dot{m}_{\text{H}_2} = 0,267\text{ g/s}</math></b>								
Stapelmodul	61,83	65,63	52,37		<b>13,95</b>	3,10	13,52	14,38
Kühler	64,69	60,44	35,29		<b>-10,48</b>	3,70	-10,87	-10,09
Befeuchter	65,61	64,70	47,00		<b>-2,99</b>	11,88	-3,35	-2,64
K.-Motor	65,07	66,21	6,08		<b>0,49</b>	10,17	0,44	0,53
Bilanzfehler					<b>-0,97</b>			
<b>Messfahrt KT15, <math>t_U = 15\text{ °C}</math>, <math>v_{\text{Fzg}} = 80\text{ km/h}</math>, <math>\dot{m}_{\text{H}_2} = 0,271\text{ g/s}</math></b>								
Stapelmodul	56,10	60,38	48,21		<b>14,45</b>	2,74	14,05	14,84
Kühler	59,32	27,92	4,95		<b>-10,87</b>	1,02	-10,98	-10,76
Befeuchter	60,25	59,47	42,85		<b>-2,33</b>	13,49	-2,65	-2,02
K.-Motor	59,56	60,54	5,37		<b>0,37</b>	11,50	0,32	0,41
Bilanzfehler					<b>-1,61</b>			

Die Tab. 4.5 zeigt die stationären Ergebnisse der Konstantfahrten. Sie beinhaltet die Mittelwerte der letzten Minute für die Temperaturen und Volumenströme aller Messstellen sowie die sich ergebenden Wärmeströme und die berechneten Messunsicherheiten. Es wird deutlich, dass die Temperatur des Stapelmoduls bei verschiedenen Betriebspunkten keinesfalls konstant ist, sondern sich die Temperaturen des Stapelmoduls mit dem Lastpunkt und auch der Außentemperatur stark ändern. Dies liegt im Regelverhalten des Thermostaten begründet, der als reiner Proportionalregler generell eine Regelabweichung hervorruft. Die vermessenen Betriebspunkte stellen noch nicht den Grenzbereich des Kühlsystems dar. Dies ist insbesondere an den Stapelmodultemperaturen sowie den Temperaturdifferenzen über das Stapelmodul erkennbar. Die Pumpe wird ausschließlich entsprechend der Druckregelung betrieben und die Lüfter sind zu keiner Zeit zugeschaltet worden. Bei der Bilanzie-

rung der Wärmequellen und Senken tritt ein gemessener Bilanzfehler von 1 - 1,6 kW auf, den es im Folgenden zu ergründen gilt.

Die dargestellten Messunsicherheiten zeigen, dass insbesondere bei der Betrachtung des Kompressormotors und der Befeuchter große Messunsicherheiten zu berücksichtigen sind. Diese großen Messunsicherheiten liegen maßgeblich in der geringen Temperaturdifferenz über die beiden Komponenten begründet. Hier führt der konstante Anteil der Messunsicherheit der Temperatursensoren von 0,03 K zu einem großen relativen Fehler. Eine gute Kontrolle der Messung kann anhand des in Abb. 4.12 dargestellten Bilanzfehlers vorgenommen werden. Er entspricht dem Wärmeeintrag durch die Pumpe sowie dem Wärmeaustrag durch Konvektion und Strahlung und ergibt sich als Differenz aller gemessenen Wärmeströme. Dementsprechend ist er auch mit der Summe aller absoluten Messunsicherheiten der einzelnen Wärmeströme behaftet. Die sich aus den Messunsicherheiten ergebenden Intervalle sind in Tab. 4.5 angegeben. Da sowohl der Wärmeeintrag durch die Pumpe als auch die Konvektion und Strahlung gut abgeschätzt werden können, kann zunächst das zu erwartende Vorzeichen des Bilanzfehlers mit großer Sicherheit bestimmt werden. Anschließend kann die gemessene Abhängigkeit des Fehlers von den Randbedingungen auf ihre Plausibilität überprüft werden. Stimmen Vorzeichen und qualitatives Verhalten der Messungen mit den Erwartungen überein, kann davon ausgegangen werden, dass keine wesentlichen Messunsicherheiten unberücksichtigt geblieben sind. Zwar besteht die Möglichkeit der gegenseitigen Kompensation von Messfehlern, es ist jedoch unwahrscheinlich, dass dies bei allen Konstantfahrten gleichermaßen geschieht.

Um den Wärmeeintrag durch die Pumpe abzuschätzen, wird der Betriebspunkt anhand der Kennlinien des Pumpenherstellers unter Zuhilfenahme des gemessenen PWM-Signals, des Volumenstromes sowie der Affinitätsgesetze bestimmt. Die Affinitätsgesetze beschreiben die Drehzahlabhängigkeit der Förderkenngößen von Kreiselpumpen. Sie lassen sich aus den allgemeinen Ähnlichkeitsbeziehungen als Sonderfall herleiten. Anhand der Wirkungsgradkennlinie ist dann die aufgenommene elektrische Leistung bestimmbar.

Die Konvektion bezieht sich zum einen auf die quer angeströmten Schläuche und Rohre und zum anderen auf die Komponenten selbst. Zudem muss die Stapelmodulbelüftung des Ventilation-Kompressors als erzwungene Konvektion mit in die Überlegungen einbezogen werden.

Für die Bestimmung der Konvektion wird der Wärmedurchgangswiderstand in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeiten sowohl von der äußeren Luft- als auch von der Kühlmittelströmung bestimmt. Innerhalb des Motorraumes herrschen sehr unterschiedliche Strömungsverhältnisse, so dass drei Bereiche unterschiedlicher Strömungsgeschwindigkeiten unterschieden werden. Dabei wird sich an Abb. 2 des Anhangs orientiert, in der die Ergebnisse einer 3D-CFD-Rechnung für den Motorinnenraum eines Polos dargestellt sind. Die Bereiche sowie die dort angenommenen Strömungsgeschwindigkeiten  $v_{\text{Konvektion}}$  in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  lauten wie folgt:

- unterster Bereich des Motorraumes, Komponenten in Kontakt mit der Unterbodenströmung:  $v_{\text{Konvektion}} = 0,8 v$

- Bereich hinter und direkt neben dem Kühler:  $v_{\text{Konvektion}} = 0,3 \text{ v}$
- sonstiger Motorraum:  $v_{\text{Konvektion}} = 0,15 \text{ v}$

Für die Berechnung der Konvektions- und Strahlungsverluste sind außerdem die Anströmtemperatur, die durch das Durchströmen des Kühlers erhöht wird, sowie die Kühlmitteltemperatur innerhalb der einzelnen Komponenten entscheidend. Die Ergebnisse der Berechnungen gehen aus Tab. 4.6 hervor.

Tab. 4.6: Wärmeströme durch Strahlung und Konvektion sowie durch die Pumpe eingetragene Wärmeleistungen

Messfahrt:	KV40	KV80	KV110	KT35	KT15
<b>Pumpenleistung in kW</b>	0,09	0,18	0,34	0,18	0,18
<b>Konvektion in kW</b>	-0,43	-0,69	-0,847	-0,345	-1,035
<b>Konvektion Stapelmodul in kW</b>	-0,156	-0,156	-0,156	-0,112	-0,201
<b>Strahlung in kW</b>	-0,221	-0,221	-0,221	-0,115	-0,316
<b>Summe in kW</b>	-0,717	-0,887	-0,884	-0,392	-1,372
<b>gemessener Bilanzfehler in kW</b>	-1,04	-1,21	-1,49	-0,97	-1,61

Die erzwungene Konvektion des Stapelmoduls wird bedingt durch die Stapelmodulbelüftung des Ventilation-Kompressors. Da dieser unabhängig von der Stapelmodulleistung immer den gleichen Volumenstrom durch die Stapelmoduleinhausung fördert, ist der konvektive Wärmeeintrag lediglich durch die unterschiedliche Außentemperatur der verschiedenen Messfahrten beeinflusst. Generell hat die Strahlung bei diesen Temperaturniveaus eher einen geringeren Einfluss als die Konvektion. Der Summe dieser Größen ist zum Vergleich der aus den Messungen resultierende Bilanzfehler gegenübergestellt. Da dieser mit den gesamten Messunsicherheiten der Messung behaftet ist, ist zudem das mögliche Toleranzband des gemessenen Bilanzfehlers zu berücksichtigen. In Abb. 4.12 sind die berechneten sowie die gemessenen Bilanzfehler aufgetragen.

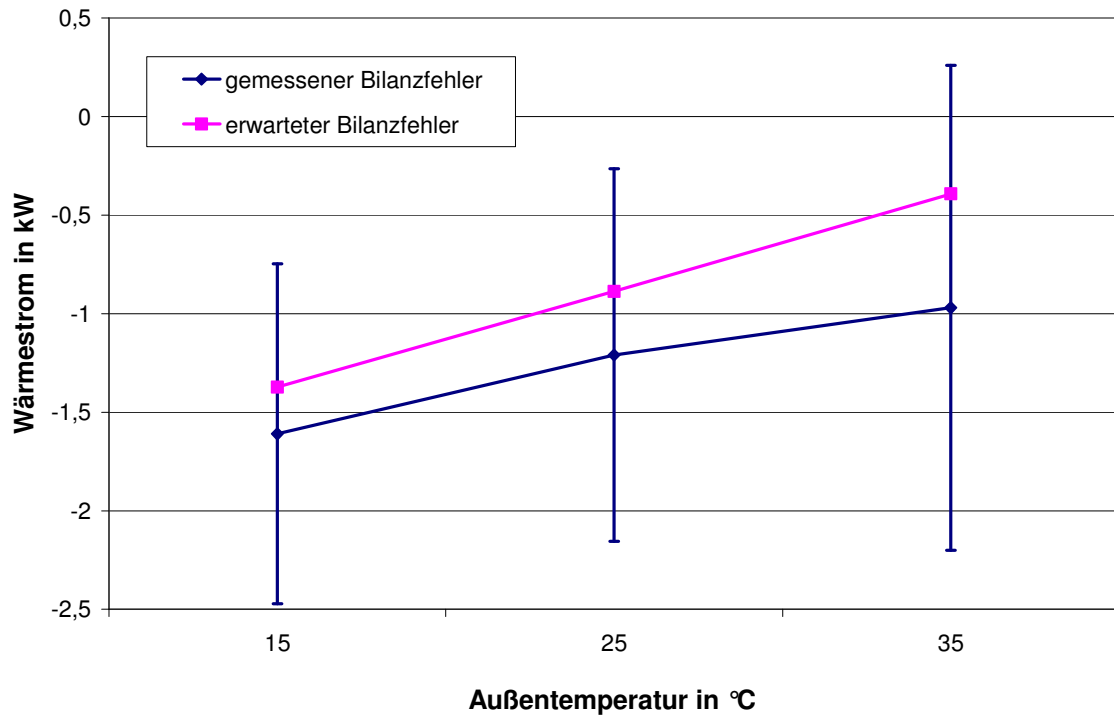


Abb. 4.12: Bilanzfehler bestehend aus Pumpenleistung, Konvektions- und Strahlungsanteilen

Es ist zu erkennen, dass die Messungen die Abhängigkeit der Konvektion und Strahlung qualitativ richtig wiedergeben. Der erwartete Bilanzfehler bewegt sich jedoch im oberen Bereich des durch die Messunsicherheit aufgespannten Intervalls. Dies ist ein Indiz dafür, dass die Messunsicherheiten die Genauigkeit der Messungen gut wiedergeben und keine wesentlichen Fehlerquellen unberücksichtigt geblieben sind. Jedoch muss bei der späteren Analyse der Daten auf deren Aussagefähigkeit geachtet werden, insbesondere gilt dies für den Kompressormotor und die Befeuchter. Die Ergebnisse der Messungen sind für die Konstantfahrten in Abb. 4.13 zusammengefasst. Dem Kühlmittel in Form von Wärme zugeführte Energie wird hierbei als positiv, abgeführte als negativ betrachtet. Des Weiteren ist ersichtlich, dass der Wärmeeintrag ins Kühlwasser hauptsächlich durch das Stapelmodul erfolgt. Lediglich bei geringen Systemleistungen fällt der Wärmeeintrag des Kompressormotors ins Gewicht. Hingegen haben die Befeuchter und die Wärmeverluste durch Konvektion und Strahlung auf der Wärmeaustragsseite in allen Betriebspunkten einen erheblichen Anteil an der abgeführten Energie.

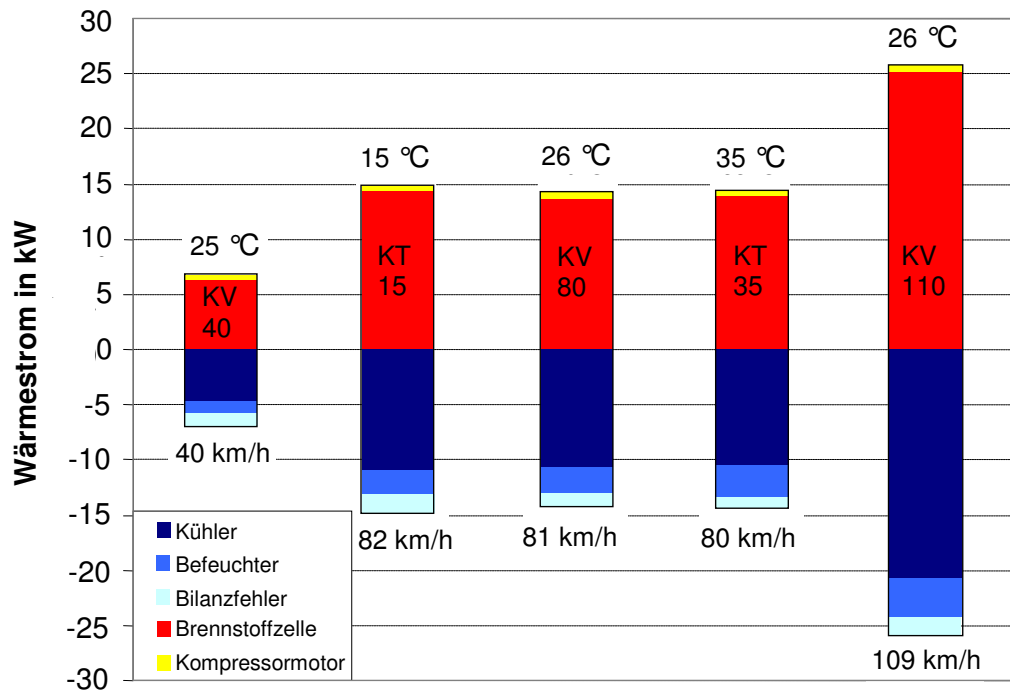


Abb. 4.13: Gemessene Wärmeströme zwischen Kühlmittel und den einzelnen Komponenten für die Konstantfahrten

Im Folgenden wird näher auf die Brennstoffzelle selbst als größte Wärmequelle eingegangen. Es wird versucht, den funktionalen Zusammenhang zwischen dem Wärmeeintrag und den Betriebsparametern (Stapelmodulstrom, Betriebstemperatur) zu erörtern. Dazu ist es hilfreich, die Betriebspunkte der Konstantfahrten in der Strom-/Spannungs-Kennlinie darzustellen, da diese weitere Aufschlüsse über das Verhältnis der nutzbaren zur dissipierten Energie ermöglicht. Generell lässt die Darstellung der Strom/Spannungs-Kennlinie (Abb. 4.14) direkt das Ablesen der Nutzleistung und des Verlustwärmestromes zu.

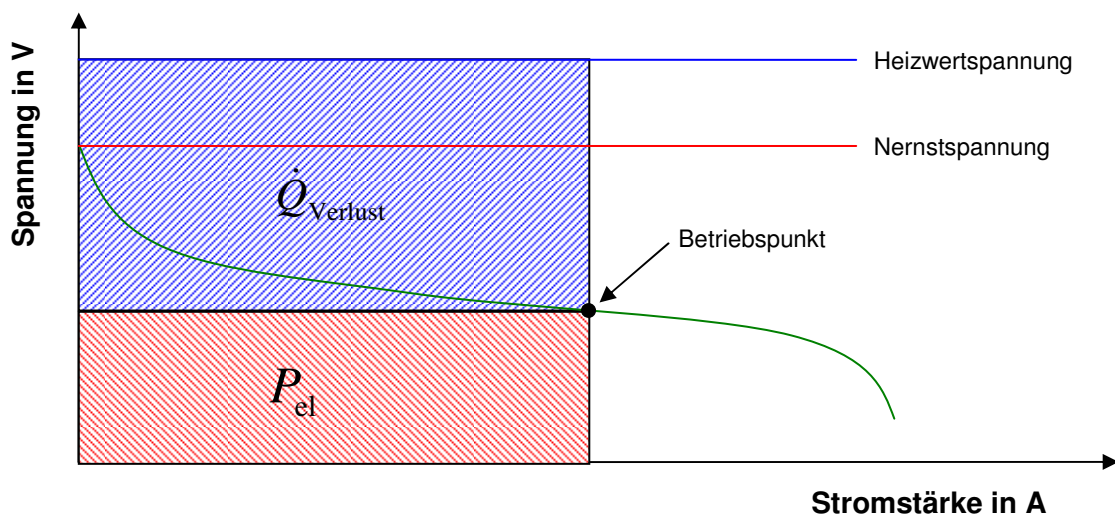


Abb. 4.14: Schematische Darstellung der Strom/Spannungs-Kennlinie

Für jeden beliebigen Betriebspunkt auf der Kennlinie kann die elektrische Nutzleistung als Rechteckfläche unterhalb und die Verlustleistung als Rechteckfläche oberhalb der U/I-Kennlinie bestimmt werden. Für die Konstantfahrten stellt sich diese Kennlinie wie folgt dar:

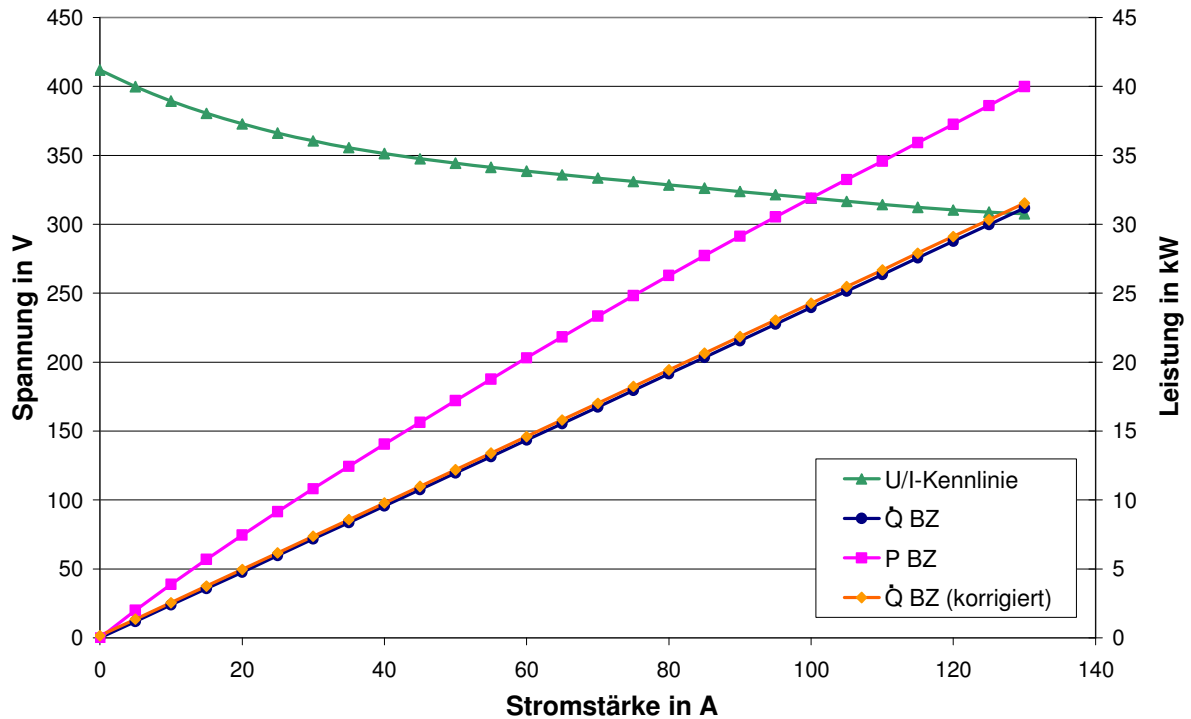


Abb. 4.15: Strom/Spannungs-Kennlinie sowie Leistungskurve für die Konstantfahrten

Neben der U/I-Kennlinie zeigt Abb. 4.15. noch die Leistungskurve sowie den Wärmeeintrag der Brennstoffzelle in das Kühlmittel in Abhängigkeit der Stapelmodulstromstärke. Zudem ist der Wärmeeintrag um den Betrag des in der vorherigen Überlegung berechneten Konvektions- und Strahlungsanteiles korrigiert worden. Es ist erkennbar, dass die Betriebspunkte der Messfahrten ausschließlich im linearen Bereich der U/I-Kennlinie liegen. Der Wärmeeintrag ist annähernd linear zur Stapelmodulleistung. Ausgehend von dieser Darstellung lässt sich der Stapelmodulwirkungsgrad

$$\eta_{BZ} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{P}{P + \dot{Q}} = \frac{P_{BZ}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_U} \quad (4.31)$$

bestimmen. Hierbei wird der Heizwert des Wasserstoffes als Bezugspunkt gewählt, um eine Vergleichbarkeit mit anderen Prozessen zu ermöglichen. In Abb. 4.16 sind neben dem nach Gl. 4.31 bestimmten Wirkungsgrad sowie dessen Korrektur (Konvektion und Strahlung) auch die über die Heiz- und Brennwertspannung berechneten Wirkungsgrade,

$$\eta_{BZ} = \frac{U_{BZ}}{U_H^0}, \quad (4.32)$$

dargestellt.

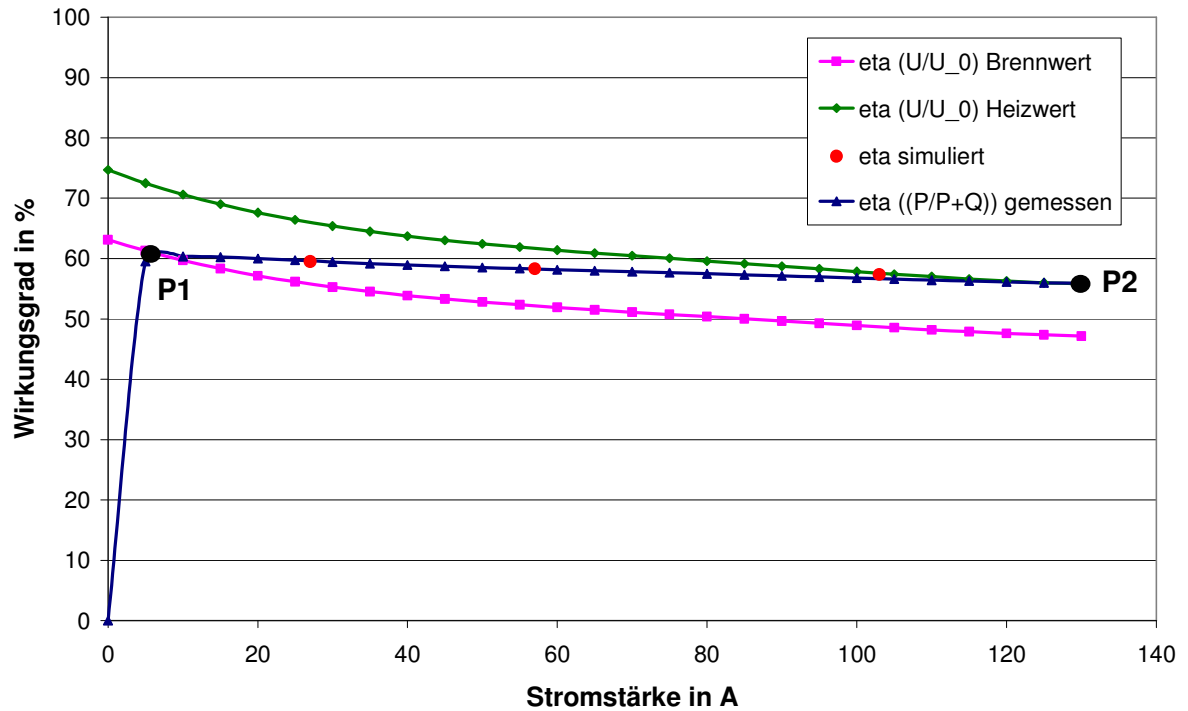


Abb. 4.16: Darstellung der Stapelmodulwirkungsgrade

Entsprechend der Erwartung liegt der nach Gl. 4.31 aus der U/I-Kennlinie bestimmte Wirkungsgradverlauf zwischen dem aus der Heiz- und Brennwertspannung aufgespannten Wirkungsgradintervall. Bei kleinen Leistungen und somit geringen Stapelmodultemperaturen (55 °C) fällt das Produktwasser fast ausschließlich in flüssiger Form an, da sich der Verlauf am unteren Intervallabschnitt befindet (P1). Ab Stapelmodultemperaturen von ca. 70 °C tritt nur gasförmiges Produktwasser aus der Brennstoffzelle aus. Dies ist durch das Annähern der Wirkungsgradkurve an die obere Intervallgrenze erkennbar (P2). Durch eine Wasserbilanz und die Berechnung des Wasseraufnahmevermögens der Medien Luft und Wasserstoff kann überprüft werden, ob das Verhalten plausibel ist.

Ausgehend von der Stapelmodulstromstärke wird der verbrauchte Wasserstoff über das Faraday-Gesetz bestimmt

$$\dot{m}_{\text{H}_2} = \frac{I_{\text{BZ}} \cdot M_{\text{H}_2}}{z \cdot n \cdot F} \quad (4.33)$$

Hierbei ist  $n$  die elektrische Wertigkeit von Wasserstoff,  $z$  die Anzahl der Zellen und  $F$  die Faraday-Konstante ( $9,6485 \cdot 10^4 \text{ C/mol}$ ). Der anfallende Produktwassermassenstrom ergibt sich durch Multiplikation des Molmassenverhältnisses von Wasser zu Wasserstoff

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}_{\text{H}_2} \cdot \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{H}_2}} \quad (4.34)$$



Für die Betrachtung des Wasseraufnahmevermögens wird im Folgenden der Wasserstoff vernachlässigt, da davon ausgegangen werden kann, dass die Luft den Großteil des Wassers transportiert. Für die Betrachtung wird von einer relativen Feuchte von 80 % am Eintritt und von 100 % am Austritt des Stapelmoduls ausgegangen. Da die Luftseite des Stapelmoduls im Gegenstrom zum Kühlwasser geführt wird, verhalten sich die Lufttemperaturen idealerweise genau umgekehrt zu den Kühlwassertemperaturen

$$\vartheta_{L\_E} = \vartheta_{KW\_A}; \vartheta_{L\_A} = \vartheta_{KW\_E}. \quad (4.35)$$

Somit beeinflussen die Erhöhung der relativen Feuchte und die Temperaturerhöhung der Luft die Wasserbilanz. Die mit diesen Parametern durchgeführte Berechnung ergibt für die verschiedenen Betriebspunkte der Konstantfahrten jeweils den Wassermassenstrom, der gasförmig aus dem Stapelmodul abtransportiert wird. Über das Verhältnis zum zuvor bestimmten Produktwassermassenstrom (Gl. 4.34) kann auf den sich ergebenden Wirkungsgrad zurückgerechnet werden

$$\eta_{BZ} = \frac{U_{BZ}}{U_H^0 + \frac{\dot{m}_{H_2O\_Luft}}{\dot{m}_{H_2O\_Produkt}} \cdot (U_B^0 - U_H^0)}. \quad (4.36)$$

Die nach diesem Vorgehen berechneten Ergebnisse für die Betriebspunkte der Konstantfahrten sind als rote Punkte in Abb. 4.16 eingetragen. Sie liegen genau auf der gemessenen Wirkungsgradkurve, wodurch die theoretischen Überlegungen bestätigt sind.

Im Folgenden wird auf die Ergebnisse des Großglocknerzyklus eingegangen. Das Diagramm der Abb. 4.17 zeigt die Messergebnisse für die Messfahrt GG. Es ist die Aufwärmphase bis etwa zur 600sten Sekunde zu erkennen (Vorkonditionierung), bei der die Stapelmoduleleistung konstant gehalten wurde. Die gemessene Kühlleistung ist dabei zunächst deutlich geringer als die eingetragene Wärmeleistung, da die Energie durch die wärmeträgen Massen aufgenommen wird. Die starken Schwankungen, etwa bei Sekunde 950 oder zwischen Sekunde 1400 und 1700, sind nicht ausschließlich durch die Schwankung der BZ-Leistung zu erklären. Eine wichtige Rolle spielt hierbei auch der Lüfter, der bei Überschreiten einer bestimmten Stapelmoduleintrittstemperatur zugeschaltet wird. Dieser benötigt ca. 30 s, um auf seine Nenndrehzahl zu beschleunigen und wird bei Unterschreiten einer bestimmten Stapelmoduleintrittstemperatur wieder abgeschaltet. Die lange Beschleunigungs- und Verzögerungsphase des Lüfters ist während der hier durchgeführten Messfahrten erstmalig festgestellt worden. Sie liegt vermutlich in der Regelstrecke des Lüfters begründet und sollte zukünftig stark verkürzt werden, um die resultierenden Temperaturschwankungen am Stapelmoduleintritt zu verringern. Auf eine genauere Ergründung des Lüfterverhaltens wird weiter hinten in diesem Kapitel noch eingegangen.

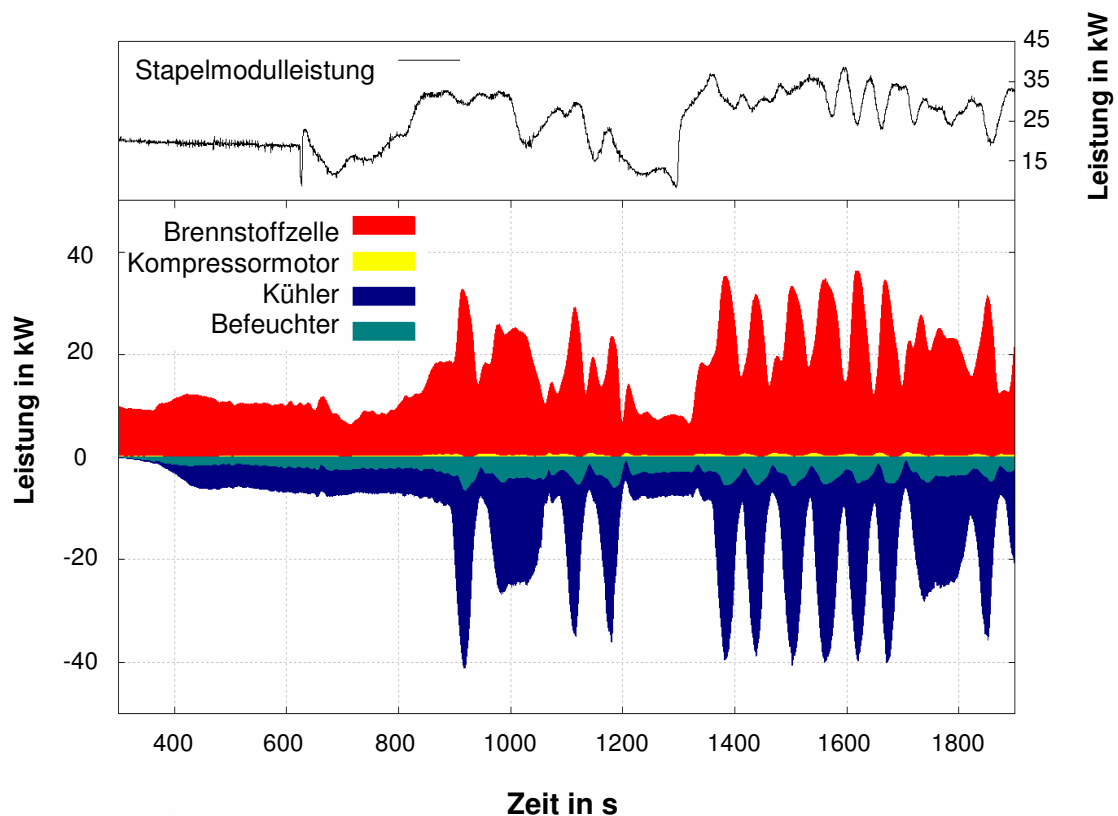


Abb. 4.17: Gemessene Wärmeströme zwischen Kühlmittel und den einzelnen Komponenten für die dynamische Messfahrt GG

Werden über die gesamte Messdauer der eingetragene sowie abgeführte Wärmestrom aufintegriert und dabei gemäß dem obigen Ansatz die Wärmeverluste durch Konvektion und Strahlung mit einbezogen, so kann die in die Kühlsystemmassen eingetragene Energie  $Q_{\text{System}}$  als Differenz der beiden Integrale bestimmt werden,

$$Q_{\text{System}} = \int \dot{Q}_{\text{Quellen}} \cdot dt - \int \dot{Q}_{\text{Senken}} \cdot dt - \int \dot{Q}_{\text{Konvektion+Strahlung}} \cdot dt. \quad (4.37)$$

Diese kann bei der späteren Modellbildung bzw. Validierung als Vergleichsgröße herangezogen werden. Gemäß Gl. 4.37 ergeben sich die in Tab. 4.7 eingetragenen Wärmemengen.

Tab. 4.7: Ein- und ausgetragene Wärmemengen über den GG-Zyklus

$Q_{\text{Quellen}}$ in kJ	$Q_{\text{Senken}}$ in kJ	$Q_{\text{Konv.+Strahlung}}$ in kJ	$Q_{\text{System}}$ in kJ
45950	42010	2435	1505

Mit der so berechneten, in die Massen des Systems eingetragenen Energie kann unter Kenntnis der messbaren Kühlsystemmasse die mittlere spezifische Wärmekapazität abgeschätzt werden,

$$\bar{c}_p = \frac{Q_{\text{System}}}{m_{\text{System}} \cdot \Delta T} . \quad (4.38)$$

Die Temperaturdifferenz  $\Delta T$  beträgt 6,4 K und entspricht der Differenz zwischen der mittleren Komponententemperatur über den gesamten Zyklus zur gemittelten Komponententemperatur zu Beginn des Zyklus. Unter der Kenntnis der einzelnen spezifischen Wärmekapazitäten sowie der Massen bietet die in die Komponenten (Kühlmittel eingeschlossen) eingebrachte Energie eine gute Kontrolle für die Systemsimulation,

$$Q_{\text{System}} = \sum_{k=0}^i m_i \cdot c_{p_i} \cdot \Delta T_i . \quad (4.39)$$

Zwar beinhaltet die sich ergebende Differenz entsprechend der Fehlerkette den Gesamtfehler der Messung (siehe Abb. 4.12, gemessener Bilanzfehler der Konstantfahrten), jedoch reicht die Genauigkeit für eine Abschätzung und als Startparametrierung für das Simulationsmodell aus.

Wie bereits erwähnt weisen die Temperaturverläufe des Großglocknerzyklus starke Schwankungen auf. Abb. 4.18 zeigt die Ein- und Austrittstemperaturen sowie den Kühlmittelvolumenstrom des Kühlers über den gesamten Zyklus (ohne Vorkonditionierung).

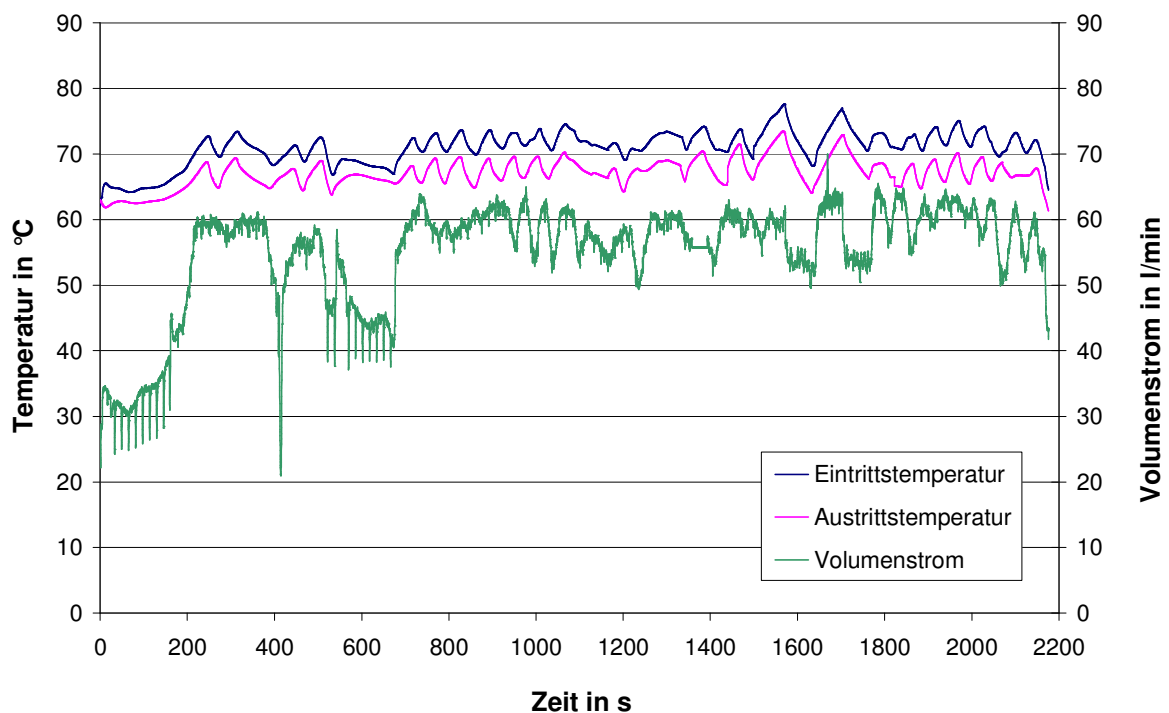


Abb. 4.18: Temperatur- und Kühlmittelvolumenstromverlauf des Kühlers für den GG-Zyklus

Die Schwankungen haben zur Folge, dass in hohen Lastfällen die Grenzwerte zum Schutz des Stapelmoduls kurzzeitig erreicht werden und die Steuerung eine Strombegrenzung hervorruft. Dies ist im Zeitbereich von 1500 - 1700 Sekunden geschehen, wo die Stapel-

modulaustrittstemperatur auf über 78 °C angestiegen ist. Im Folgenden gilt es, die Ursache für diese Schwankungen zu ergründen. Zwar kann das Thermostat aufgrund seines proportionalen Regelverhaltens auch eine Regelabweichung hervorrufen, die zu einer Schwankung der Temperatur führt, aber im vorliegenden Fall kann dies als Ursache ausgeschlossen werden, da es vollständig geöffnet ist. Ferner ist der Lüfter mit seinem großen Einfluss auf die Kühlmitteltemperaturen als Ursache der Schwankungen zu identifizieren. Dazu ist in Abb. 4.19 ein markanter Ausschnitt der Messdaten gewählt worden, der neben den Temperaturverläufen auch die Lüfteransteuerung darstellt.

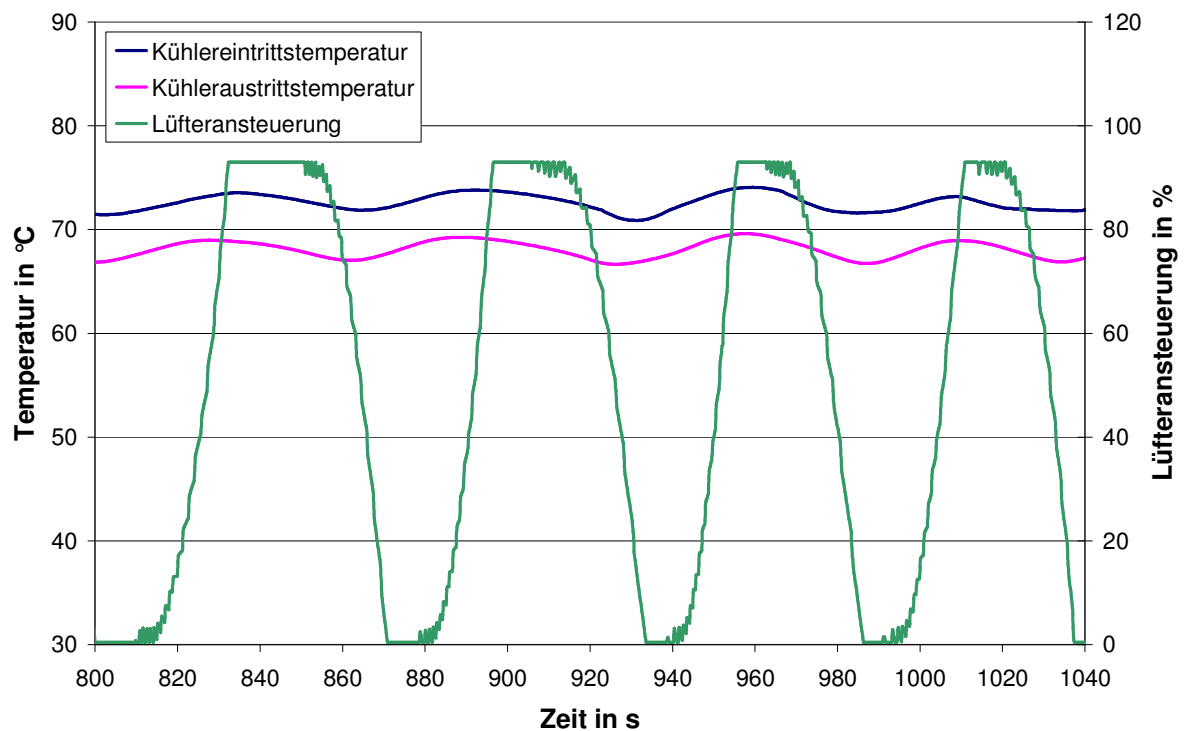


Abb. 4.19: Ausschnitt der Kühlertemperaturen und der Lüfteransteuerung aus den Großglocknermessdaten

In Abb. 4.19 ist erkennbar, dass die Steuerung die Lüfter intermittierend zuschaltet, wodurch die Temperaturverläufe um jeweils 3 - 4 K schwanken. Gründe für dieses Verhalten können nur im Zeitverhalten der Regelstrecke des Lüfters liegen. Auf eine Störgröße (z.B. Leistungssprung) reagiert zeitlich verzögert die Stapelmoduleintrittstemperatur, die die Regelgröße des Lüfters darstellt. Die Regelung versucht den Anstieg dieser Temperatur durch die Erhöhung der Lüfterdrehzahl auszuregeln. Da aber die Wirkung der Lüfter zu spät einsetzt, steigt die Temperatur weiterhin an. Entsprechendes Verhalten zeigt sich, wenn die Regelung die Lüfterdrehzahl reduziert, der Lüfter selbst aber zu lange weiterdreht, wodurch die Temperatur zu weit sinkt. Durch dieses Verzögerungsverhalten zwischen Lüfteransteuerung und der Wirkung auf die Kühlmedientemperatur werden folglich die Schwankungen hervorgerufen. Abb. 4.20 zeigt die Regelstrecke des Lüfters.

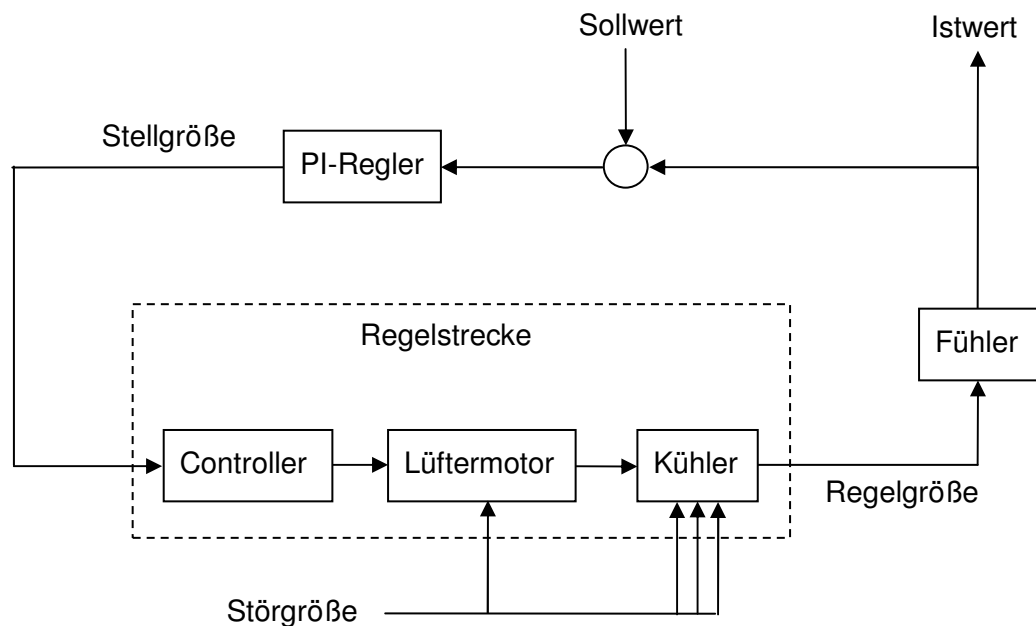


Abb. 4.20: Regelstrecke des Lüfters

Die Regelstrecke selbst besteht aus einem Controller, dem Lüftermotor sowie dem Kühler. Der Controller wandelt die Stellgröße in ein elektrisches Signal, welches die erforderliche Stromstärke für die Lüftermotoren freigibt. Entsprechend dem Übertragungsverhalten wirkt der Lüfter auf den Kühler. Über einen Fühler wird der aktuelle Istwert der Temperatur gemessen und mit dem vorgegebenen Sollwert verglichen. Als Störgröße kann auf den Lüfter die Fahrgeschwindigkeit einwirken. Auf den Kühler können mehrere Störgrößen einwirken. Zum einen ist dies ebenfalls die Fahrgeschwindigkeit, zum anderen kann es sich dabei um eine Änderung des Wärmestromes auf der Kühlwasserseite durch Leistungserhöhung sowie aber auch Wind und Feuchtigkeit auf der Luftseite handeln. Der Regler hat die Aufgabe diese Störgrößen schnell aber ohne Überschwingen auszuregeln. Die dafür notwendigen Reglerparameter hängen maßgeblich vom zeitlichen Verhalten der Regelstrecke ab. Abschätzungen in der Vorauslegung des Kühlsystems haben ergeben, dass sich die Verzögerung zwischen Lüfterdrehzahl und Temperaturabsenkung des Kühlwassers auf 5 bis 10 s belaufen müsste. Nach diesen Vorgaben sind die Reglerparameter eingestellt worden. Die dynamischen Messungen im Klimawindkanal, bei denen das Kühlsystem erstmalig bewusst in den Grenzbereich gebracht worden ist, haben jedoch gezeigt, dass eine weitere große Trägheit in der Regelstrecke liegt. Diese kann zum einen durch das Massenträgheitsmoment der Rotoren selbst oder den Controller hervorgerufen werden. Bei Messungen am stehenden Fahrzeug ist festzustellen, dass die maximale Lüfterdrehzahl bei voller Ansteuerung der Motoren erst nach ca. 25 s erreicht wird. Etwa die gleiche Zeit benötigen die Lüfter von Maximaldrehzahl zum Stillstand.

Die Messung des Lüfterstromes in der Beschleunigungsphase ergibt, dass die Lüfterträgheit im Wesentlichen durch den Controller begründet ist. Dieser gibt die Stromstärke in einer Rampe frei, wodurch die maximale Stromstärke erst nach ca. 22 s erreicht wird. Erwartungsgemäß sollte gerade in der Beschleunigungsphase die maximale Stromstärke freigegeben werden, um eine schnelle Ausregelung einer etwaigen Störgröße zu erreichen. Die einfachere und bessere Behebung dieser Schwankungen liegt folglich in der Anpassung der

Controllerparameter für die Beschleunigung der Lüfter. Jedoch kann hierdurch nicht das Ausdrehen der Lüfter mit einer Dauer von 26 s beeinflusst werden, da dieses ausschließlich vom Trägheitsmoment der Lüfter abhängt. Letztlich ist hier eine Anpassung der Reglerparameter unter realen Fahrbedingungen erforderlich.

## 4.2 Vermessung auf Systemprüfständen

Für die Abbildung des hydraulischen Verhaltens in einem Simulationsmodell ist die Kenntnis der Komponentendruckverluste erforderlich. Die Strömungsverhältnisse in den einzelnen Komponenten sind jedoch zu komplex, um ihren Einfluss auf die Strömung im betrachteten System ausschließlich anhand empirischer Gleichungen zuverlässig vorhersagen zu können. Aus diesem Grund werden die Druckverluste der einzelnen Komponenten vermessen und als Kennlinien für die Modellbildung aufbereitet.

Die Messungen werden am Laborsystem, welches dem im Fahrzeug verbauten System entspricht, durchgeführt. Im Gegensatz zum Fahrzeugsystem sind die Systemkomponenten gut zugänglich und es sind zusätzliche Sensoren integriert. Dadurch lassen sich Messungen einfacher und umfassender durchführen, zudem ist das System relativ einfach modifizierbar. Es dient sowohl zur Untersuchung des zurzeit im HyMotion2 eingesetzten BZ-Systems als auch zur Erprobung neuer Komponenten oder Regelungsparameter. Anstelle des im Fahrzeug verwendeten Kühlers ist ein beidseitig mit Wasser beaufschlagter Plattenwärmeübertrager in das System integriert, so dass der Druckverlust des Kühlers nicht vermessen werden kann.

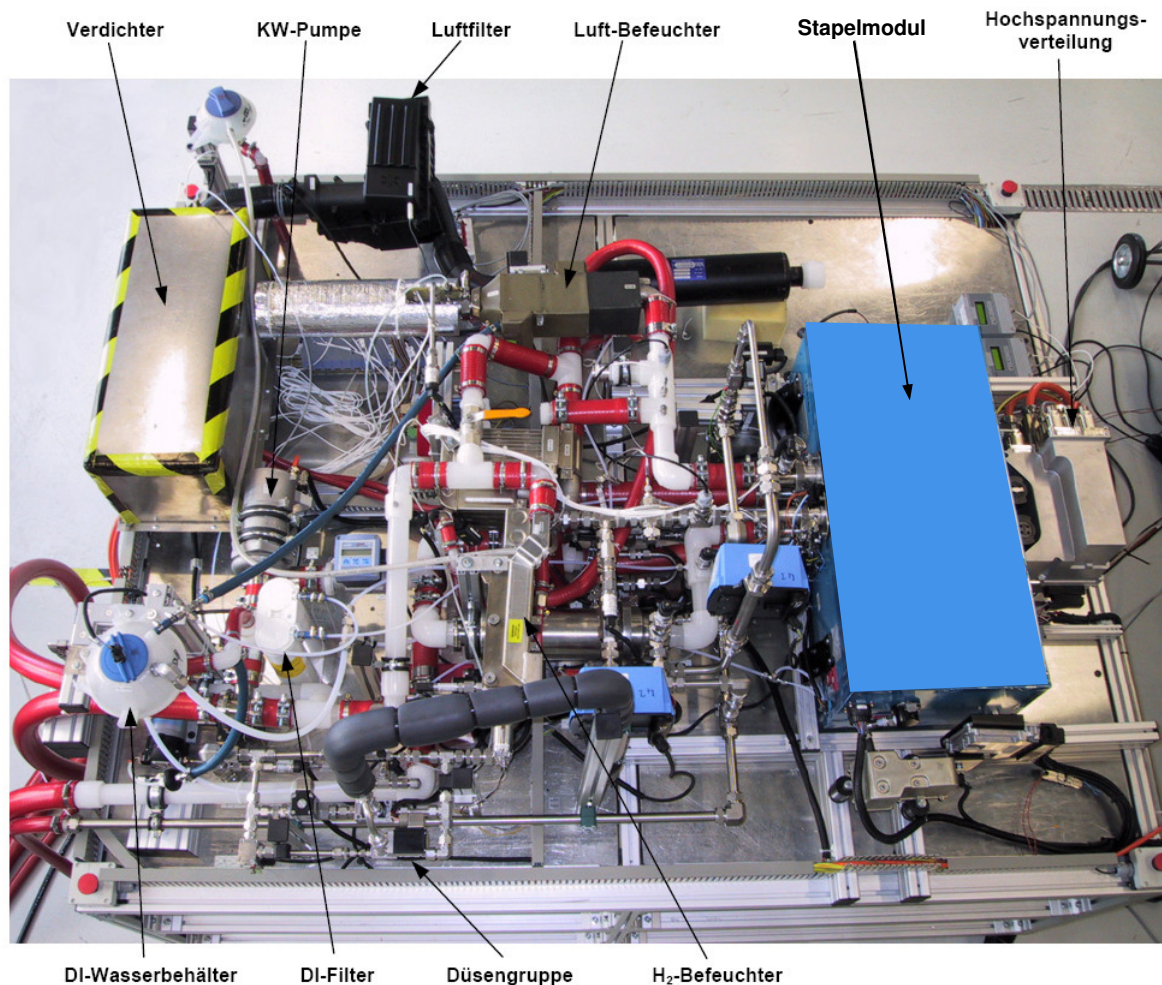


Abb. 4.21: Draufsicht Laborsystem

Als Volumenstromsensoren kommen die bereits während der Messungen im Klimawindkanal verwendeten Geräte der Fa. Natec-Sensors zum Einsatz.

Die Druckverlustmessungen werden mittels Differenzdrucksensoren durchgeführt. Die technischen Daten der Differenzdrucksensoren sind untenstehender Tab. 4.8 zu entnehmen. Die Sensoren werden in dieser Arbeit mit der dort aufgeführten ID bezeichnet.

Tab. 4.8: Technische Daten der Differenzdrucksensoren

Sensorname	ID	Messgröße	Hersteller	Messbereich	Fehlertoleranz	Ansprechzeit
8303-0,2-D1	Dp1	$dp$	Burster	0-0,2 bar	< 0,5 % v. E.	6 ms
DDS331200	Dp2	$dp$	Sika	0-1 bar	< 0,5 % v. E.	< 5 ms

Die Druckmessstellen wurden eigens für diese Messungen angefertigt und so gestaltet, dass sie einen möglichst geringen Druckverlust aufweisen, um den Einfluss auf die Messwerte zu minimieren. Abb. 4.22 gibt schematisch die Geometrie und die entsprechenden Abmessungen der einzelnen Messstutzen wieder. Die ebenfalls in der Tabelle enthaltenen Druckverlustbeiwerte  $\zeta_A$  wurden anhand des Diagramms für kegelförmige Diffusoren aus [MIL78]

abgeschätzt. Der Reibungsverlust im Rohr sowie der Druckverlust durch die Querschnittsverjüngung wird vernachlässigt. Es ist zu beachten, dass die betrachteten Abmessungen für Stutzen 2 und 3 außerhalb des genannten Diagramms liegen und die Druckverlustwerte extrapoliert wurden. Die Größe der Druckbohrung sowie des Totvolumens haben ebenfalls einen Einfluss auf den Messwert. Nach [WUE69] liegt dieser in der Größenordnung von  $10^{-5}$  bar und wird hier vernachlässigt.

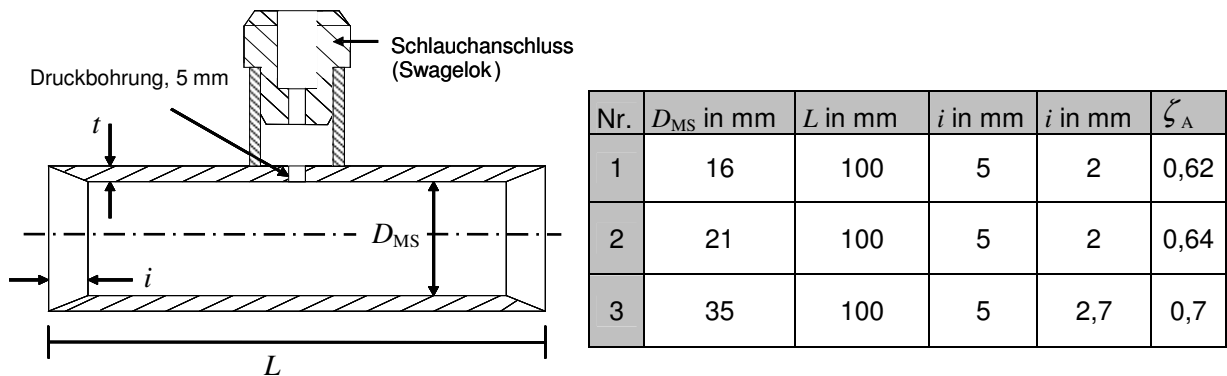


Abb. 4.22: Schematische Darstellung der für die Differenzdruckmessung verwendeten Messstutzen sowie die Abmessungen der Stutzen

Den einzelnen Zweigen des Kühlsystems sind in Abb. 4.23 römische Zahlen zugeordnet. Die für die einzelnen Messungen verwendeten Druckmessstutzen, Differenzdrucksensoren (Dp1 und Dp2) und Volumenstromsensoren sind Tab. 4.1, Tab. 4.8 und Abb. 4.22 zu entnehmen. Ebenso sind die während der einzelnen Messungen abgeklemmten Zweige verzeichnet. Der Massenstrom über den Bypass ergibt sich als Differenz von Gesamtmassenstrom (Sensor V1) und Kühlermassenstrom (Sensor V4). Als problematisch stellt sich die Vermessung der Befeuchter heraus, da die Komponenten nicht mit denen des Fahrzeugs baugleich sind. Zwar stimmen die Abmessungen der Platten- und Plattenabstände überein, die Zuführung des Kühlmittels zu den einzelnen Plattenzwischenräumen ist aber anders gestaltet. Außerdem ist es im Fall des Wasserstoffbefeuchters nicht möglich, den Druck direkt am Komponentenaustritt zu messen, da die Strömung unmittelbar in ein Stahlrohr eintritt und dort mit den Kühlmittelströmen aus dem Kompressormotor und Luftbefeuchter zusammengeführt wird. Die gemessenen Druckverluste über den Wasserstoffbefeuchter umfassen somit den Druckverlust über dieses Rohr. Um den Druckverlust des Wasserstoffbefeuchters bestimmen zu können, muss der Druckverlust des Rohres abgeschätzt werden.



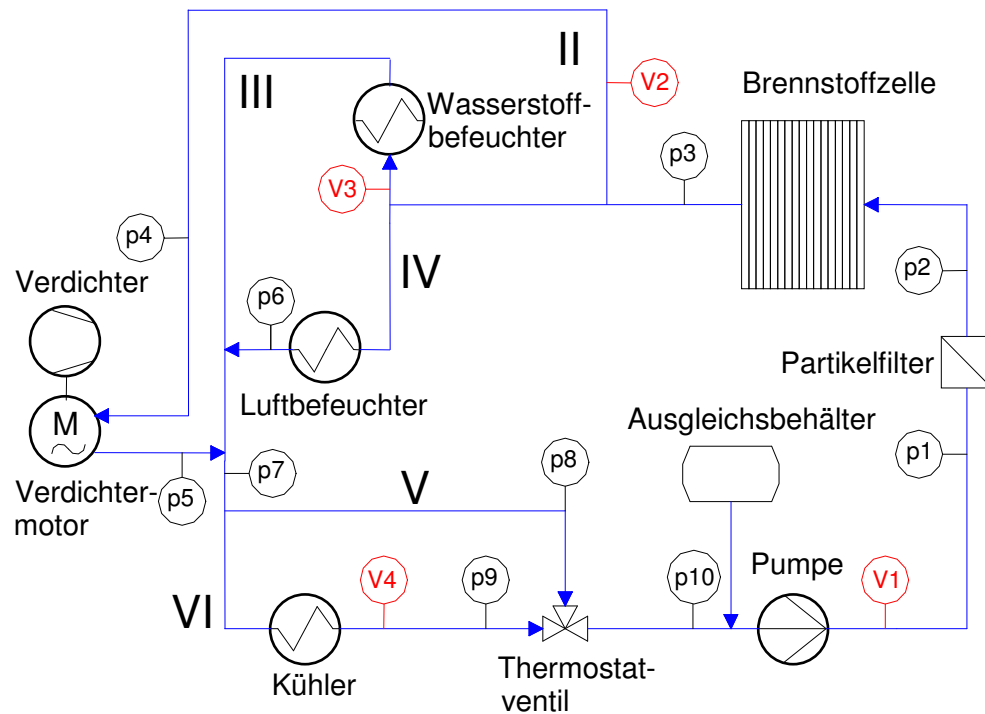


Abb. 4.23: Fließbild des Laborsystems während der durchgeführten Druckverlustmessungen

Tab. 4.9: Sensoren, Positionen und unterbrochene Systemzweige der Komponentenvermessung

Komponente	Pos. Dp1	Pos. Dp2	Unterbrochene Zweige	Volumenstromsensor
Luftbefeuchter	p3, p6	-	II, III	V1
H <sub>2</sub> -Befeuchter	p3, p7	-	IV, II	V3
Kompressormotor	p4, p5	-	-	V2
Partikelfilter	p1, p2	-	-	V1
Thermostat (Bypass)	p8, p10	p8, p10	-	Differenz von V1 und V4
Thermostat (Kühler)	p9, p10	p9, p10	-	V4

Es wird jeweils nur eine Komponente vermessen und der Volumenstrom in den Grenzen variiert, die den im Betrieb auftretenden Bedingungen entsprechen. Das Kühlsystem wird ausschließlich während der Vermessung des Thermostatventils temperiert. Dazu wird das System in Schritten von wenigen Kelvin von 53 °C auf 75 °C aufgeheizt und anschließend wieder abgekühlt. Bei jedem Temperaturschritt wird die Temperatur ca. 5 min konstant gehalten, um der Trägheit des Thermostatventils Rechnung zu tragen. Da die temperaturabhängige Öffnung des Thermostats eine Hysterese aufweist, werden Messungen sowohl während des Aufheizens als auch während des Abkühlens durchgeführt. Für jede Temperatur wird die Ansteuerung der Pumpe über den gesamten Drehzahlbereich variiert und der Druckverlust über den bypassseitigen und über den kühlerseitigen Thermostatventileintritt zeitgleich vermessen. Da bei nahezu geschlossenem Eintritt des Thermostatventils der

Druckverlust deutlich über 200 mbar liegt und somit der Messbereich des Sensors überschritten wäre, muss der Drucksensor mit dem größeren Messbereich an die jeweils schließende Seite des Ventils angeschlossen werden.

Abgesehen von den durch die Garantiefehlergrenzen der Messgerätehersteller berücksichtigten Messunsicherheiten, sind folgende potentielle Fehlerquellen in Betracht zu ziehen:

- Nicht ausgebildete Rohrströmung am Komponentenein- und -auslass
- Mit Messunsicherheiten behaftete Innendurchmesserbestimmung der Druckmessstutzen zur Ermittlung des dynamischen Drucks
- In den Messdaten enthaltene Druckverluste der Schlauchverbindungen von den Druckmessstutzen zur Komponente
- Durch Reibung und Pumpe eingetragene Wärme, die zu einer Erhöhung der Fluidtemperatur und damit einer Verringerung der Viskosität führt

In dieser Arbeit werden nur die Messunsicherheiten durch Vermessung der Innendurchmesser der Druckmessstutzen berücksichtigt, alle anderen Fehlerquellen werden als ausreichend klein angenommen. Die Messunsicherheiten der einzelnen Geräte werden im Folgenden beschrieben.

Die Bestimmung der Messunsicherheiten für die Volumenstrommessgeräte erfolgt auf die gleiche Weise wie bereits in Kap. 4.1.4 erläutert. Die Messkette für die Differenzdruckmessung umfasst ausschließlich den Sensor und den Messverstärker. Die sich für die beiden Messkomponenten ergebenden Messunsicherheiten sind Tab. 4.10 zu entnehmen.

Tab. 4.10: Messunsicherheiten der Druckmesskette

Unsicherheitsquelle	Garantiefehlergrenzen	$u(y)$ Dp2 in mbar	$u(y)$ Dp1 in mbar
Sensor	0,5 % v.E.	2,887	0,577
Messverstärker	0,03 % v.E.	0,173	0,035
Summe	0,53 % v.E.	3,06	0,612

Da die Innendurchmesser der Druckmessstutzen vor und hinter den zu vermessenden Komponenten in den meisten Fällen unterschiedlich sind, muss die gemessene Druckdifferenz um die Differenz der dynamischen Drücke korrigiert werden, um den Gesamtdruckverlust zu erhalten

$$\Delta p_{\text{ges}} = \Delta p_{\text{gemessen}} + p_{\text{dyn},1} - p_{\text{dyn},2} \quad (4.40)$$

Der dynamische Druck resultiert aus den mit Messunsicherheiten behafteten, gemessenen Größen Volumenstrom und Durchmesser der Druckstutzen

$$p_{\text{dyn},i} = \frac{\rho}{2} v^2 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{\dot{V}}{\pi \cdot r^2} \right)^2. \quad (4.41)$$

Die relative Messunsicherheit für den dynamischen Druck an der Messstelle  $i$  ergibt sich zu

$$\left| \frac{u(p_{\text{dyn},i})}{\bar{p}_{\text{dyn},i}} \right| = \left| \frac{u(\dot{V}_i)}{\bar{\dot{V}}_i} \right| + \left| 2 \cdot \frac{u(r_i)}{\bar{r}_i} \right|. \quad (4.42)$$

Die absolute Messunsicherheit für die Druckdifferenz ergibt sich zu

$$u(\Delta p_{\text{ges}}) = u(\Delta p_{\text{gemessen}}) + \left( \left| \frac{u(\dot{V}_1)}{\bar{\dot{V}}_1} \right| + \left| 2 \cdot \frac{u(r_1)}{\bar{r}_1} \right| \right) \cdot \bar{p}_{\text{dyn},1} + \left( \left| \frac{u(\dot{V}_2)}{\bar{\dot{V}}_2} \right| + \left| 2 \cdot \frac{u(r_2)}{\bar{r}_2} \right| \right) \cdot \bar{p}_{\text{dyn},2}. \quad (4.43)$$

Auch bei der Berechnung der dimensionslosen Druckverlustbeiwerte,

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot U^2} = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot A^2}{\rho \cdot \dot{V}^2} = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot \pi^2 \cdot r^4}{\rho \cdot \dot{V}^2}, \quad (4.44)$$

müssen die Fortpflanzungsgesetze für Messunsicherheiten berücksichtigt werden. Der relative Gesamtfehler errechnet sich dann zu

$$\left| \frac{\Delta Y}{\bar{Y}} \right| = \left| \frac{u(\Delta p)}{\Delta p} \right| + \left| 4 \cdot \frac{u(r)}{\bar{r}} \right| + \left| -2 \cdot \frac{u(\dot{V})}{\bar{\dot{V}}} \right|. \quad (4.45)$$

Bei der Berechnung der Reynolds-Zahl,

$$Re = \frac{r \cdot v}{\nu} = \frac{r \cdot \dot{V}}{\nu \cdot \pi \cdot r^2} = \frac{\dot{V}}{\nu \cdot \pi \cdot r}, \quad (4.46)$$

muss die Unsicherheit,

$$\left| \frac{u(Re)}{Re} \right| = \left| \frac{u(r)}{\bar{r}} \right| + \left| \frac{u(\dot{V})}{\bar{\dot{V}}} \right|, \quad (4.47)$$

berücksichtigt werden. Die Messunsicherheit bei Bestimmung des Innendurchmessers der Druckmessstutzen wird für alle betrachteten Fälle mit 0,1 mm abgeschätzt.

Die Ergebnisse werden sowohl in Form von Druckverlusten als auch in Form von Druckverlustbeiwerten in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl angegeben. Die Reynolds-Zahl bezieht sich auf eine kinematische Viskosität von  $1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , lediglich im Fall des BZ-Druckverlustes bezieht sie sich auf eine Viskosität von  $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , da zum Zeitpunkt der Vermessung der Brennstoffzelle bereits ein Wasser/Glykol-Gemisch als Kühlmittel verwendet worden ist. Erwartungsgemäß handelt es sich bei den Druckverlustkurven der meisten Komponenten um

quadratische Verläufe. Ausschließlich die Auswertung und Ergebnisse für das Thermostatventil und den Ionentauscher werden weitergehend diskutiert. Als charakteristischer Durchmesser, auf den sich die Reynolds-Zahl bezieht, wurde stets der Durchmesser des Anschlussrohres gewählt, das im Fahrzeug Verwendung findet.

Erwartungsgemäß ist der dimensionslose Druckwiderstandsbeiwert im unteren Reynolds-Zahlenbereich mit großen Messunsicherheiten behaftet. Dies liegt darin begründet, dass die zugrunde liegenden Größen Volumenstrom und Druckdifferenz in diesem Bereich große relative Messunsicherheiten aufweisen und diese sich bei der Bestimmung des Druckverlustbeiwertes addieren. Des Weiteren fließt in die Berechnung von  $Re$  der ebenfalls mit Messunsicherheiten behaftete Durchmesser der Messstutzen ein. Die Ergebnisse der Messungen sind im Folgenden als Kennlinien in Abhängigkeit der  $Re$ -Zahl angegeben. Ferner sind die Durchmesser der Anschlussrohre sowie für einige Komponenten die dimensionslosen Druckverlustbeiwerte aufgezeigt.

#### Brennstoffzelle

$$D_H = 35 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{BZ} = 4,6 \cdot 10^{-3} \cdot Re + 5,7 \cdot 10^{-9} \cdot Re^2,$$

#### Kompressormotor

$$D_H = 13 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{KM} = 3,38 \cdot 10^{-3} \cdot Re + 1,18 \cdot 10^{-6} \cdot Re^2,$$

#### Luftbefeuchter

$$D_H = 23 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{LB} = 5,73 \cdot 10^{-8} \cdot Re^2,$$

$$\zeta = 6,03$$

#### Wasserstoffbefeuchter

$$D_H = 23 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{H_2B} = 3,28 \cdot 10^{-4} \cdot Re + 6,42 \cdot 10^{-8} \cdot Re^2,$$

$$\zeta = 34585 / Re + 6,76$$

#### Partikelfilter

$$D_H = 34 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{PF} = 3,63 \cdot 10^{-8} \cdot Re^2 + 3,26 \cdot 10^{-13} \cdot Re^3 - 3,08 \cdot 10^{-18} \cdot Re^4,$$

$$\zeta = 8,35 + 7,5 \cdot 10^{-5} \cdot Re + 7,1 \cdot 10^{-10} \cdot Re^2$$

#### Ionentauscher

$$D_H = 8 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{ION} = -3,02 \cdot \dot{V}^5 + 34,76 \cdot \dot{V}^4 - 137,3 \cdot \dot{V}^3 + 161,3 \cdot \dot{V}^2 + 342,3 \cdot \dot{V}$$

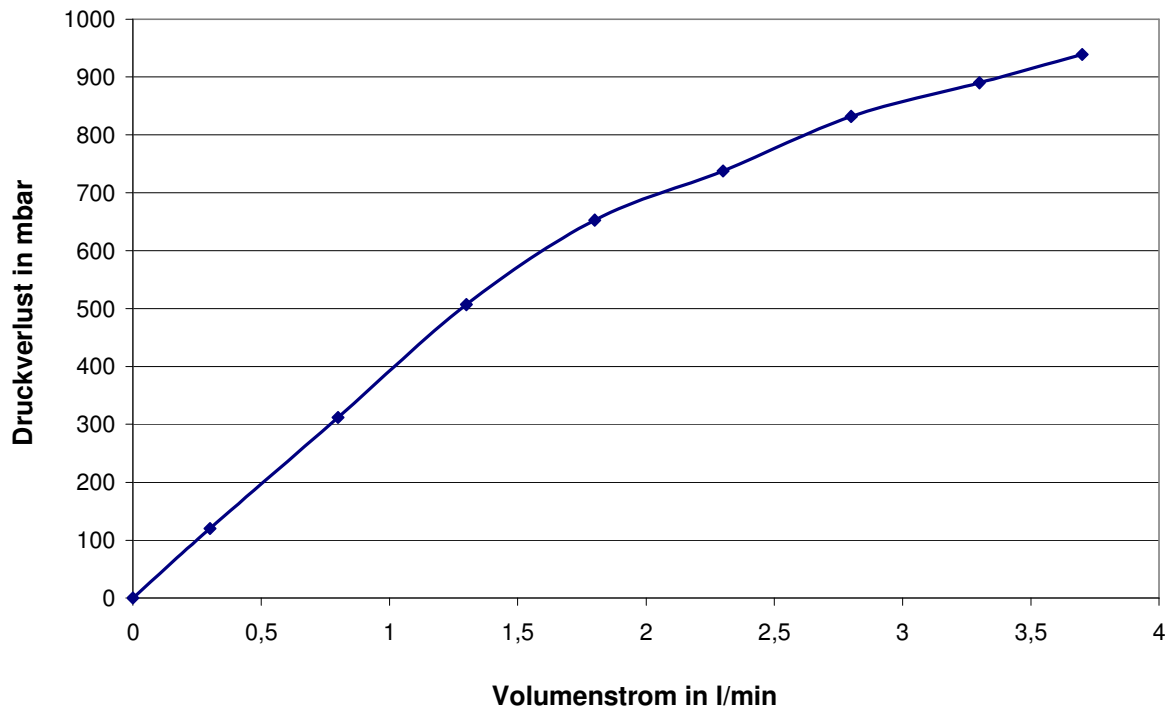


Abb. 4.24: Druckverlustkennlinie des Ionentauschers

Die Druckverlustkennlinie des Ionentauschers verläuft im unteren Volumenstrombereich annähernd linear. Dies ergibt sich durch die Eigenschaften einer porösen Schüttung. Die polydispersen Harzpartikel in der Ionentauscherpatrone bilden eine Schüttung, die als Festbett bezeichnet wird. Dieses wird durch die Kenngrößen Feststoffdichte, Schüttdichte und Porosität charakterisiert und in Kap. 4.3.2 noch eingehend erläutert.

Der Druckverlust wird allgemein durch den Zusammenhang

$$\Delta p = C_1 \cdot v + C_2 \cdot v^2 \quad (4.48)$$

beschrieben.  $v$  ist die Leerrohrgeschwindigkeit, die im Zusammenhang mit Festbetten verwendet wird. Für  $Re$ -Zahlen  $< 1$  liegt eine laminare Strömung vor, wodurch der erste Term der Gl. 4.48 maßgeblich für den Druckverlust bestimmend ist. Bei voll turbulenter Strömung ( $Re > 1000$ ) ist der zweite Term entscheidend. Im vorliegenden Fall weist jedoch die Druckverlustkennlinie entgegen der Erwartungen einen degressiven Verlauf bei höheren Volumenströmen (Strömungsgeschwindigkeiten) auf. Diese Erscheinung lässt sich ausschließlich durch Kanalbildung erklären. Kanäle entstehen dadurch, dass das Strömungsmedium in Randbereichen die Festbettschüttung durchbricht. Diese Erscheinung ist für den Betrieb des Ionentauschers unerwünscht, da der Abscheidegrad reduziert wird. In der vorliegenden Anwendung liegt der maximale Volumenstrom unter 2 l/min, wodurch der Bereich der Kanalbildung nicht erreicht wird.

#### Thermostatventil

Für Kühler- und Bypassseite des Thermostatventils ergeben sich Kennfelder, die den Druckverlust bzw. den Druckverlustkennwert in Abhängigkeit der Temperatur und der Reynolds-

Zahl darstellen. Dabei wird die Reynolds-Zahl mit Hilfe des Volumenstromes der jeweiligen Thermostatseite gebildet. Auch hier müssen die gemessenen Differenzdrücke um die Differenz der dynamischen Drücke korrigiert werden, da sich die Volumenströme an den Druckmessstellen aufgrund der Strömungsaufteilung voneinander unterscheiden. Neben diesen Kennfeldern bietet sich die Darstellung mit Hilfe des  $k_v$ -Wertes an. Dieser definiert den sich ergebenden Volumenstrom durch die Komponente bei einem Differenzdruck von 1 bar. Abb. 4.25 zeigt die auf die gemessenen Druckverlustkurven basierenden  $k_v$ -Werte der Kühler- und Bypassseite sowohl für den Aufwärm- als auch für den Abkühlungsprozess in Abhängigkeit der Temperatur. Zum einen ist hier die Hysterese des Dehnstoffelements, die sich durch die Schmelz- oder Erstarrungsenthalpie ergibt, erkennbar. Eine Hysterese beschreibt das Zurückbleiben einer Wirkung hinter dem jeweiligen Stand der sie bedingenden veränderlichen Kraft. Somit ist die Thermostatstellung davon abhängig, ob das Wachselement vom Kühlmittel erhitzt oder abgekühlt wird. Zum anderen wird in Abb. 4.25 deutlich, dass die Kühlerseite erwartungsgemäß einen geringeren Druckverlust als die Bypassseite aufweist. Ferner weist das Thermostat einen Leckageverlust von 0,5 m³/h auf der Bypassseite auf. Dies ist darauf zurückzuführen, dass es sich bei dem Stellelement des Ventils um einen Kolben mit zwei Tellern handelt. Die hieraus resultierende überbestimmte Passung hat zur Folge, dass auf einer Seite nicht richtig abgedichtet werden kann.

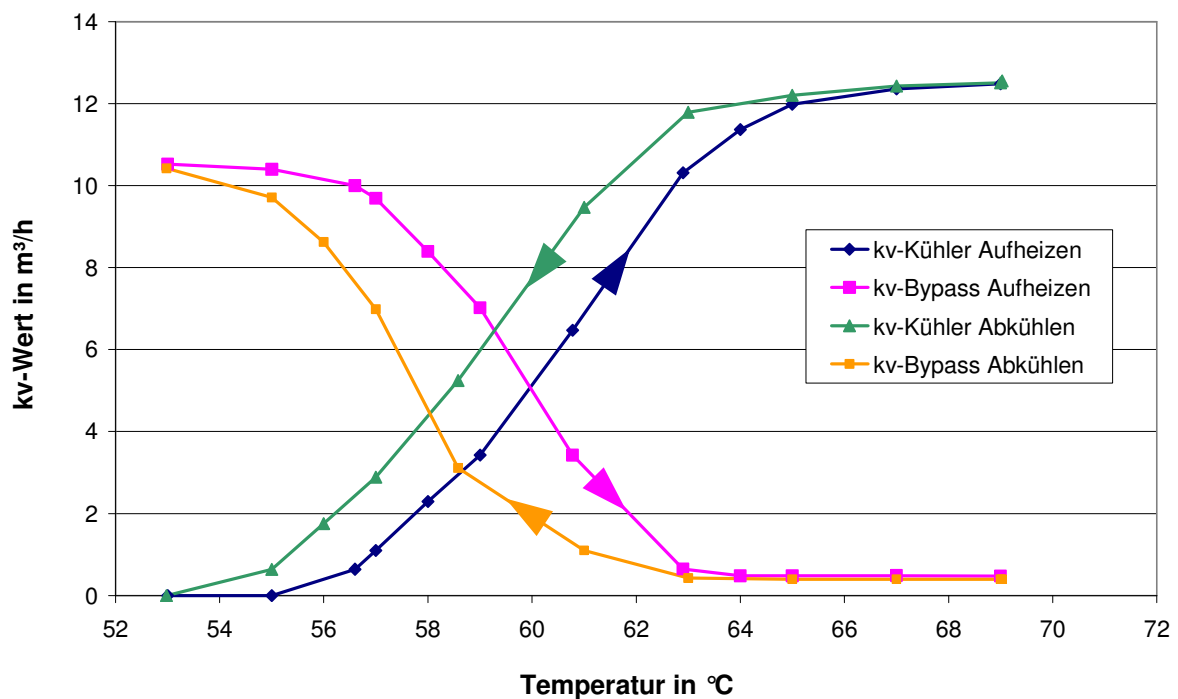


Abb. 4.25: Thermostatdruckverluste in Form der  $k_v$ -Werte in Abhängigkeit der Temperatur

### 4.3 Eigenschaften des Kühlmittels

Eine besondere Bedeutung des Kühlsystems bei Brennstoffzellenfahrzeugen kommt dem Kühlmedium selbst zu. Die herkömmlichen Anforderungen an Fahrzeugkühlmittel beinhalten den Frostschutz, das Erhöhen der Siedetemperatur, Korrosionsschutz sowie Schmiereigenschaften. Brennstoffzellenkühlsysteme hingegen haben die weitere Anforderung der gerin-

gen elektrischen Leitfähigkeit. Unbehandeltes Wasser leitet Elektronen durch die Ionen gelöster Salze. In Brennstoffzellen bildet das Kühlwasser einen Kontakt über alle Zellen, wodurch es zu einem Kurzschlussstrom der einzelnen Zellen kommen könnte. Neben den einhergehenden Wirkungsgradeinbußen wirkt sich dieser Kurzschluss auch auf die Lebensdauer des Stapelmoduls aus. Entsprechend werden von den Brennstoffzellenherstellern elektrische Leitfähigkeiten  $< 5 \mu\text{S}/\text{cm}$  gefordert. Diese Forderung steht im Konflikt zu den meist ionenbehafteten Kühlmittelzusätzen herkömmlicher Fahrzeugkühlsysteme. Folglich kommt üblicherweise deionisiertes Wasser (DI-Wasser) als Brennstoffzellenkühlmittel zum Einsatz, dessen elektrische Leitfähigkeit messtechnisch zu überwachen ist. Durch die korrosive Wirkung auf viele Werkstoffe ist eine sorgfältige Materialauswahl der kühlwasserbenetzten Komponenten erforderlich. Dennoch lässt sich ein Ionenaustrag aus den Komponenten in das Kühlmittel nicht gänzlich vermeiden. Dieser Ionenkontamination mit der einhergehenden Erhöhung der Leitfähigkeit kann durch einen Ionentauscher entgegengewirkt werden. Letztlich gilt es einen Kompromiss bezüglich der Ionentauscherkapazität und der Einschränkung der zu verwendenden Materialien mit Kühlmittelkontakt zu finden.

Im Folgenden wird auf die Verwendung eines speziellen Brennstoffzellen-Kühlmittels eingegangen, welches den Anforderungen eines herkömmlichen Fahrzeugs sowie eines Brennstoffzellenfahrzeugs gerecht wird. Es werden die Korrosionsproblematik erläutert sowie Materialuntersuchungen beschrieben, die auf eine Auswahl von brennstoffzellentauglichen Kühlsystemmaterialien abzielen. Des Weiteren wird die Auswahl und Auslegung eines Ionentauschers beschrieben.

#### 4.3.1 Kühlmittel

Bei dem verwendeten Kühlmittel handelt es sich um ein Gemisch aus DI-Wasser und Monoethylenglykol in einem Mischungsverhältnis von 50:50. Aufgrund der korrosiven Eigenschaft von Wasser und im Besonderen von deionisiertem Wasser verfügt das verwendete Kühlmittel über nichtionische Korrosionsinhibitoren, die insbesondere metallische Oberflächen durch Passivierung vor Korrosion schützen sollen. Das Kühlmittel hat einen Einsatzbereich von  $-36$  bis  $90^\circ\text{C}$  und ermöglicht somit von Seiten der Kühlung ein Starten und Betreiben des Brennstoffzellensystems bei Frost.

#### 4.3.2 Korrosion

Gemäß DIN 8044 ist Korrosion als physikochemische Wechselwirkung zwischen einer metallischen Oberfläche und seiner Umgebung definiert, die zu einer Änderung der Eigenschaften des Metalls, der Umgebung oder des technischen Systems, von dem diese einen Teil bilden, führen kann. Diese Wechselwirkung ist oftmals elektrochemischer Natur. Nach MOE04 wird unter Korrosion die von einer Oberfläche ausgehende unerwünschte Schädigung von Werkstoffen mit ihrer Umgebung verstanden. Die beiden verschiedenen Definitionen zeigen zunächst die unterschiedliche Sichtweise in Bezug auf die Werkstoffe, die durch Korrosion in Mitleidenschaft gezogen werden können. Die Alterung von Kunststoffen, die irreversible Veränderungen durch umgebende Medien für polymere Werkstoffe zusammenfasst, bezeichnet letztlich genau die Vorgänge bzw. Schädigungen, die als Korrosion be-

zeichnet werden. In diesem Zusammenhang kann auch von Korrosion organischer Stoffe gesprochen werden.

Wie bereits erwähnt, bezeichnet Korrosion den Vorgang, der eine messbare Veränderung, den Korrosionsschaden, am Werkstoff bewirkt. Zur Beurteilung des Schadens können das Ausmaß der Erscheinung und die praktischen Anforderungen an das System nach folgenden Gesichtspunkten verglichen werden:

- Werkstoffabtrag oder örtlicher Angriff
- Veränderung der mechanischen Eigenschaften des Werkstoffes
- Verunreinigung des Mediums durch Korrosionsprodukte
- Beeinträchtigung der Funktion des Bauteils (z.B. Erhöhung des Strömungswiderstandes in Leitungen)

Im Rahmen dieser Arbeit ist speziell die Verunreinigung des Mediums von Bedeutung, da diese eine Erhöhung der elektrischen Leitfähigkeit zur Folge haben kann. Hervorgerufen wird diese Verunreinigung durch Werkstoffabtrag oder örtlichen Angriff.

Es existiert eine Vielzahl an Korrosionstests, wie sie z. B. in den Normen DIN 50017, 50018 und 50021 beschrieben sind. Darüber hinaus gibt es Prüfverfahren, die speziell der Untersuchung von Korrosionserscheinungen durch den Einfluss von Kühlmitteln dienen. Hier sei insbesondere die Richtlinie R443 der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschine e.V. (FVV) genannt, die als Grundlage zahlreicher Tests dient. Zwar behandelt die Richtlinie ausschließlich Korrosionserscheinungen metallischer Werkstoffe, kann aber in abgewandelter Form auch auf die Untersuchung von nicht-metallischen Materialien angewendet werden.

Eine schnellere und einfachere Beurteilung der Materialtauglichkeit in Verbindung mit deionisiertem Wasser oder generell dem Kühlmittel stellt der Einlagerungs-Schnelltest dar. Hierbei werden Proben des Werkstücks in das entsprechende Medium über eine Dauer von 10 Tagen eingelagert und auf die Betriebstemperatur (im Falle der hier beschriebenen Brennstoffzellenanwendung auf 80 °C) erhitzt. Während der Einlagerung wird täglich die Leitfähigkeit des Kühlmittels gemessen und dokumentiert. Für eine einheitliche und vergleichbare Quantifizierung der Leitfähigkeitserhöhung über der Zeit ist es erforderlich, die Kühlmittelmasse sowie die benetzte Oberfläche des Werkstücks bei allen Tests gleich zu wählen. Eine alternative und einfachere Möglichkeit, vergleichbare Messergebnisse zu erlangen, besteht darin, die Leitfähigkeitserhöhung auf die Werkstückoberfläche, Kühlmittelmasse und Untersuchungsdauer zu beziehen.

Im Rahmen dieser Arbeit sind eine Vielzahl dieser Schnelltests für verschiedenste Materialien durchgeführt worden. Die Ergebnisse zeigen, dass insbesondere durch die Verwendung des Kühlmittels mit nichtionischen Korrosionsinhibitoren eine Vielzahl an Materialien verwendet werden können, ohne die Leitfähigkeit über längere Zeit gravierend zu beeinflussen.



Tab. 4.11: Liste der untersuchten Materialien und Zuordnung hinsichtlich Verwendbarkeit

verwendbare Materialien	nicht verwendbare Materialien
PP	PVC
PE	Kupfer
EPDM (Veritas)	Zink
PA (glasfaserverstärkt)	galvanisierter Stahl
PBT (glasfaserverstärkt)	EPDM (Standard)
PTFE (Teflon)	Eisen-Metalle
Silikon	
PVDF	
Al (Mn, Mg, Si)	
Edelstahl (Cr-Ni)	
CuNi18Zn20 (Neusilber)	
Graphit	
PPS	
FPM/FKM (Viton)	
Titan	

Dies betrifft im Wesentlichen die Verwendung von Aluminium und seiner Legierungen, die in Verbindung mit reinem DI-Wasser aufgrund von Korrosion nicht zu verwenden sind. Darüber hinaus ist eine Vielzahl an hochwertigen Kunststoffen positiv erprobt. Bei den für die Kühlung häufig verwendeten EPDM-Schläuchen ist besonders darauf zu achten, dass diese eine sehr hohe Reinheit aufweisen und nicht über Füllstoffe verfügen. Untersuchungen von Standard-EPDM-Mischungen haben eine drastische Erhöhung der Leitfähigkeit ergeben, die unter Verwendung einer speziellen EPDM-Mischung nicht zu verzeichnen war. Abb. 4.26 stellt die beiden Messungen gegenüber, wobei hierbei gleich große Probenstücke in die gleiche Kühlmittelmenge eingelagert worden sind.

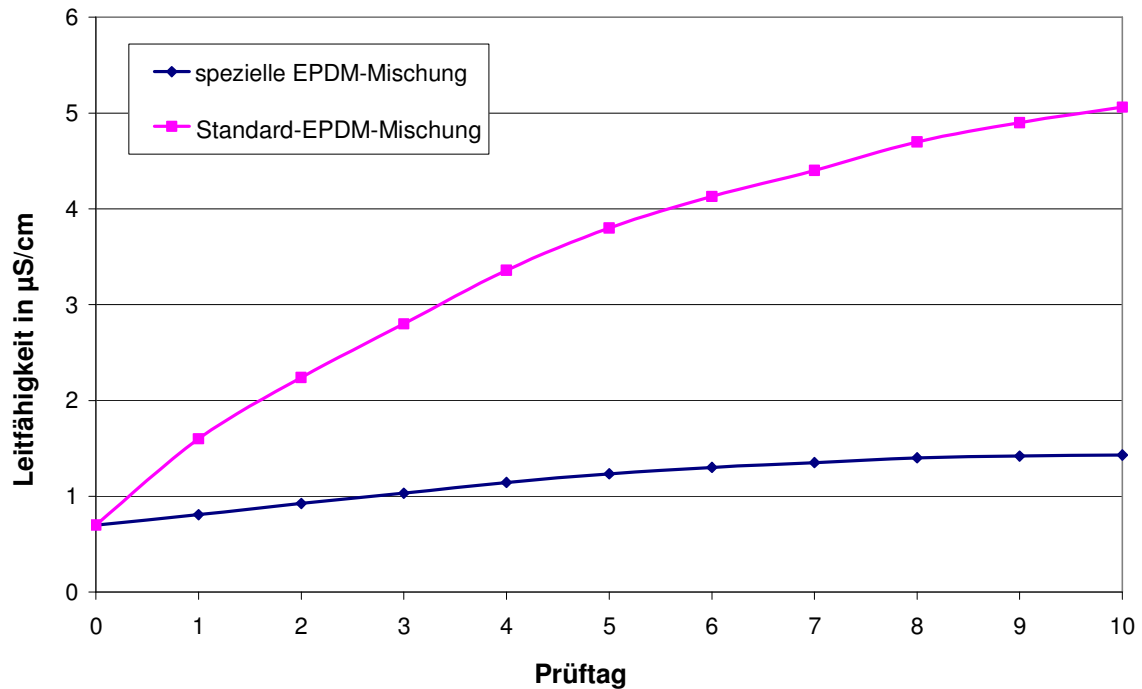


Abb. 4.26: Leitfähigkeitserhöhung verschiedener EPDM-Mischungen

Die Leitfähigkeitserhöhung, die aus der Verwendung der Materialien resultiert, ist so gering, dass diese bereits durch einen kleinen Ionentauscher korrigiert werden kann. Die Auslegung eines derartigen Filters ist im folgenden Kapitel beschrieben.

### 4.3.3 Ionenfiltration

Ionentauscher sind natürliche oder künstliche Stoffe, die im Wasser gelöste Ionen gegen andere Ionen ersetzen. Dabei werden die zu ersetzenden Ionen am Ionenaustauscher-Material gebunden, das seinerseits dabei Ionen in die Lösung entlässt. Da Salze aus Ionen bestehen, kann ein Ionenaustauscher ein im Wasser gelöstes Salz gegen ein anderes Salz ersetzen. So kann beispielsweise ein Natrium-Kalium-Ionenaustauscher Natrium-Ionen gegen Kalium-Ionen ersetzen. Das Prinzip der Ionentauscher beruht darauf, dass einige Ionen stärker an den Ionenaustauscher gebunden werden als andere. Dabei werden höher geladene Teilchen stärker angezogen. Zum Beispiel wird  $\text{Na}^+$  im Ionentauscher durch  $\text{Ca}^{2+}$  verdrängt, aber auch  $\text{Ca}^{2+}$  durch  $\text{Al}^{3+}$ . Das stärkere Ion vertreibt das schwächere Ion aus dem Ionentauscher. Das unerwünschte Ion, das aus der Lösung entfernt werden soll, wird immer stärker angezogen als die im unbeladenen Zustand vorhandenen Ionen, die beim Austausch abgegeben werden. Andere Einflussfaktoren sind durch den pH-Wert, die jeweilige Stoffkonzentration und den Ionenradius gegeben. Ein Ionenaustauscher kann nur solange funktionieren, wie Ionen vorhanden sind, die verdrängt werden können. Man bezeichnet diesen Austausch auch das Beladen des Austauschers. Je nachdem welche Art von Ionen ausgetauscht wird, unterscheidet man Kationenaustauscher und Anionenaustauscher. Kationenaustauscher tauschen gelöst vorliegende Kationen (positiv geladene Ionen) gegen andere Kationen aus, die Bestandteil des Austauschmaterials sind. Kationenaustausch-Materialien sind selbst Salze, wobei die Kationen leicht in Lösung gehen können, folglich

mobil (beweglich) sind. Die polymeren und wasserunlöslichen Anionen des Kationenaustausch-Materials sind stationär (unbeweglich). Anionenaustauscher tauschen entsprechend Anionen (negativ geladene Ionen) eines gelösten Salzes gegen andere Anionen aus. Hierbei liegen die stationären Kationen des Ionenaustauschers polymer vor, während die Anionen des Anionenaustauschers mobil sind. Bei der Mischbettdeionisation werden die Kationen- und Anionenaustauscherharze vermischt und in einem Behälter verwendet. Die beiden Harze werden so gemischt, dass das gesamte Bett als eine unbegrenzte Anzahl von Kationen- und Anionenaustauschern in Reihe betrachtet werden kann. Mischbettionenaustauscher weisen den Vorteil auf, dass das erzeugte Wasser eine sehr hohe Reinheit (geringe Leitfähigkeit) und einen nahezu neutralen pH-Wert besitzt. Dem steht als Nachteil die aufwendige Regenerierung der Harze gegenüber. Da für die Verwendung im Brennstoffzellensystem verhältnismäßig geringe Harzmengen verwendet werden, kann auf eine Regenerierung verzichtet werden.

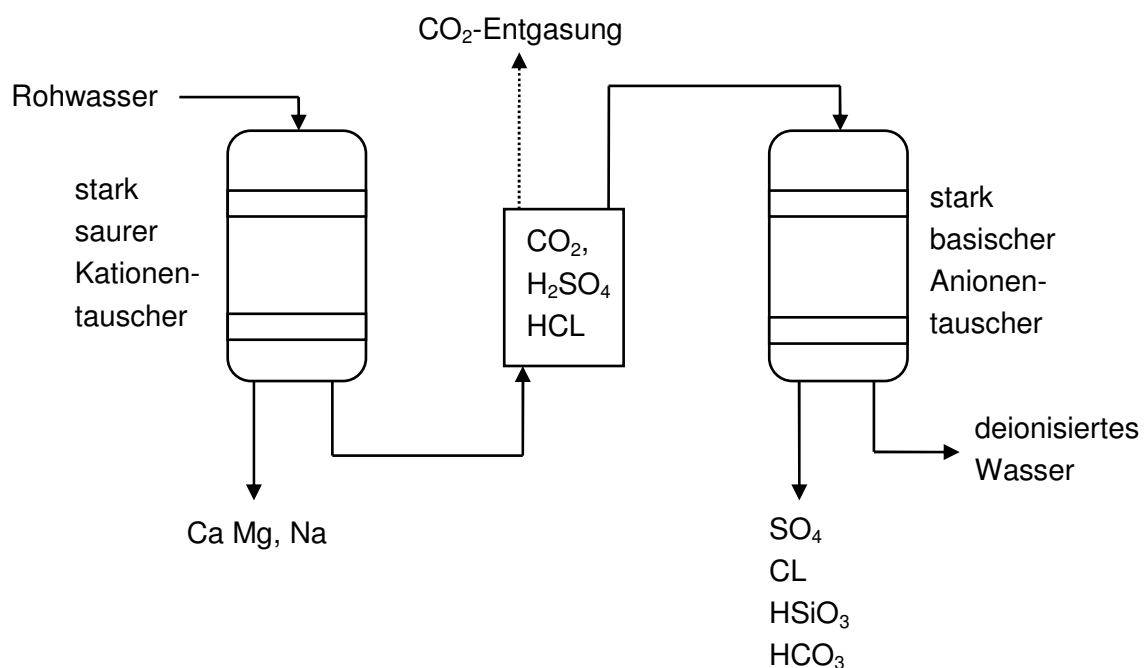


Abb. 4.27: Filterkolonne ausgeführt als Zwei-Bett-Tauscher

Für den Einsatz im Fahrzeug bietet sich die Verwendung eines Mischbettionentauschers an, da der Filter nach einem von der Harzmenge abhängigen Intervall ausgetauscht werden kann. Die Länge des Intervalls hängt stark von der Art und Kapazität der verwendeten Harze, der Ionenbelastung des Kühlmediums sowie der Gestaltung des Filtergehäuses ab. Die im Folgenden vorgestellte Vorgehensweise stellt eine Möglichkeit zur Auslegung des Ionentauschers für ein Brennstoffzellensystem dar.

Zunächst muss die in einem System auftretende Ionenbelastung ermittelt werden. Hierzu wird das gründlich ausgespülte Kühlsystem des HyMotion2 mit frischem, unbelastetem Kühlmittel aufgefüllt. Zu Vergleichszwecken wird eine Probe des Kühlmittels (in diesem Fall deionisiertes Wasser) genommen. Das Fahrzeug wird über einen längeren Zeitraum ohne Verwendung eines Ionentauschers betrieben, wobei in regelmäßigen Abständen weitere

Wasserproben entnommen werden. Als Bezugsgröße sind jeweils die Betriebsstunden, die Stillstandszeiten sowie die zurückgelegte Fahrstrecke zwischen den Probeentnahmen zu vermerken.

Die entnommenen Wasserproben werden anschließend verschiedenen Laboruntersuchungen unterzogen, die Aufschluss auf die Art und Menge der ausgelösten Ionen geben. Die gängigen Versuchsmethoden sind die Ionenchromatographie und ICP-Analyse.

#### Ionenchromatographie

Bei der Ionenchromatographie wird die Eigenschaft genutzt, dass sich verschiedene Ionen je nach Art und Größe unterschiedlich stark an Ionentauschern binden. Die Wasserprobe wird hierbei in einen Eluenten (Lösungsmittel) injiziert. Das Gemisch wird als mobile Phase bezeichnet, die mit einer Pumpe durch eine Ionentauschertrennsäule (stationäre Phase) befördert wird. Die Aufgabe des Eluenten ist es, die nachzuweisenden Ionen, nachdem sie an der stationären Phase ausgetauscht und gebunden wurden, wieder loszulösen. Da verschiedene Ionen unterschiedliche Affinitäten zur stationären Phase haben, kann jeder Ionenart eine charakteristische Zeit (Retentionszeit) zugeordnet werden, nach der sie von der stationären Phase wieder in die mobile Phase übergehen. Über einen Leitfähigkeitssensor kann somit das Eintreffen der jeweiligen Ionenart bestimmt werden. Durch den integralen Wert der Leitfähigkeitserhöhung kann die Ionenkonzentration quantifiziert werden.

#### ICP-Analyse

Die ICP-Analyse (Inductively Coupled Plasma) ist ein weiteres Verfahren zur quantitativen Bestimmung von Elementen im Spurenbereich. Dabei werden Atome und Ionen zur Emission von Licht einer elementspezifischen Wellenlänge angeregt. Aufgabe der Atomisierungseinrichtung und Anregungsquelle ist es, möglichst viele angeregte Atome und Ionen zu erzeugen und auf diese Weise ein intensives Emissionsspektrum der in der Probe enthaltenen Elemente zu liefern. Da die Bildung angeregter Atome eine höhere Energiezufuhr erfordert, liegt die Temperatur der Anregungsquelle in der Regel zwischen 5000 K und 10000 K. Induktiv eingekoppelte elektromagnetische Hochfrequenzen erzeugen ein Plasma, wobei Argon wegen seiner leichten Ionisierbarkeit als Plasmagas verwendet wird. Die Probe wird als Aerosol in die Plasma-Fackel eingebracht. Das emittierte Licht wird anschließend einer Spektralanalyse unterzogen, die auf die Art und Konzentration der in der Wasserprobe befindlichen Elemente Aufschluss gibt.

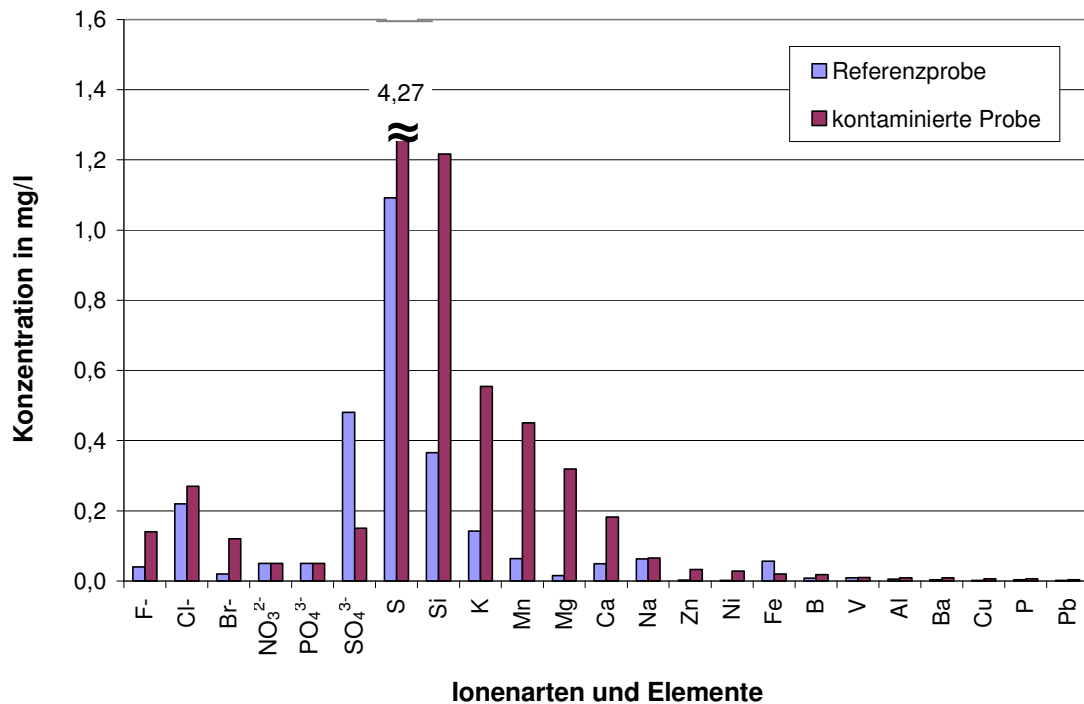


Abb. 4.28: Kontamination der Kühlwasserproben

Zwischen der Referenzprobe ist das Fahrzeug innerhalb von 50 Tagen 5 Stunden betrieben worden und hat eine Fahrstrecke von 180 km zurückgelegt. Die Leitfähigkeit des Kühlmittels hat sich in dieser Zeit von 3 auf 10  $\mu\text{S}/\text{cm}$  erhöht. Der Grenzwert von 5  $\mu\text{S}/\text{cm}$  ist somit kurzzeitig überschritten worden. Insbesondere lässt die Vergleichsmessung neben einer starken Erhöhung von Schwefel den Anstieg der Werte von Alkalimetallen, Nichtmetallen sowie verschiedener anionischer Salze erkennen. Nitrat und Phosphat weisen keine Erhöhungen auf, wohingegen der Sulfatanteil ( $\text{SO}_4^{3-}$ ) sogar reduziert wurde.

Ausgehend von der strecken- und zeitbezogenen Ionenbelastung des Kühlwassers kann die Auslegung des Ionentauschers erfolgen. Hierzu wird zunächst die Ionenbelastung in einen Konzentrationsstrom umgerechnet. Mit einer gegebenen Kapazität des Ionentauscherharzes kann über das Harzvolumen die Standzeit des Ionentauschers bestimmt werden. Als geforderte Standzeit werden 500 Betriebsstunden bzw. eine Fahrstrecke von 15000 km vorausgesetzt. Bei dem ausgewählten Mischbettharz mit einer Kapazität von 150 meq/l (Moläquivalent) ergibt sich ein erforderliches Harzvolumen von 0,7 l. Tab. 4.12. verdeutlicht die Vorgehensweise dieser Auslegung anhand des gegebenen Zahlenbeispiels. Um hierbei der Wertigkeit der verschiedenen Ionen Rechnung zu tragen, wird das Äquivalentgewicht verwendet, welches die jeweilige Molmasse auf die Wertigkeit bezieht.

Tab. 4.12: Berechnung der Ionentauscherstandzeit

<b>Anionenbelastung</b>	<b>meq/l</b>	0,0705
<b>Kationenbelastung</b>	<b>meq/l</b>	0,0592
<b>Fahrzeit</b>	<b>h</b>	5
<b>Fahrstrecke</b>	<b>km</b>	180
<b>Kühlmittelvolumen</b>	<b>l</b>	15

<b>Anionenkonzentrationsstrom</b>	0,21 meq/h	5,9 meq/1000 km
<b>Kationenkonzentrationsstrom</b>	0,18 meq/h	4,9 meq/1000 km

<b>Kapazität Mischbetttauscher</b>	<b>meq/l</b>	150
<b>Ionentauscherharzvolumen</b>	<b>l</b>	0,7

<b>Standzeit Anionentauscher</b>	500 h	17800 km
<b>Standzeit Kationentauscher</b>	583 h	21430 km

Diese überschlägige Auslegung des Ionentauschers gibt zunächst nur die Größenordnung des zu dimensionierenden Ionentauschers an, da der Ionenaustrag aus den Kühlsystemkomponenten von einer Vielzahl von Faktoren abhängt. Die Wesentlichen dieser Faktoren sind die Kühlmitteltemperatur, die verwendeten Materialien, deren Oberflächen sowie die Intensität der Spülung vor der ersten Verwendung.

## 5 Kühlungssimulation

Im Rahmen der Gesamtsystems simulation werden die Systemmodule mit ihren Einzelkomponenten in jeweils einem Moduls simulationsmodell abgebildet, durch Messdaten validiert und anschließend zu einem Gesamtsystemmodell zusammengeführt. Ziel dieser dynamischen Simulation sind zum einen die Auslegung auf Komponenten- und Modulebene und zum anderen das Erzeugen einer Testumgebung zur Parametrierung der Regelung an einem HIL-Rechner. Dementsprechend ist es erforderlich, die Simulation sehr früh in den Entwicklungsprozess des Systems einzubinden, um die Erkenntnisse rechtzeitig einfließen lassen und somit die geforderten Systemeigenschaften vorab überprüfen zu können. In der Vergangenheit ist diese Modellbildung häufig vernachlässigt worden und zumeist erst nach dem Aufbau des Systems geschehen, mit der Folge, dass keine detaillierte Kenntnis über die Funktion bzw. das Zusammenspiel der Komponenten untereinander vorlag. Im Folgenden wird dargestellt, wie die Modellbildung für die Kühlung ausgehend von der Komponentenebene bis hin zur funktionsfähigen Modulsimulation aufgebaut wird.

### 5.1 Modellbildung in KULI

Wie bereits eingangs erläutert ist für eine simulatorische Abbildung des Kühlsystems die Kenntnis der Kühlluftströmung durch den Kühler erforderlich. Die direkte Vermessung des Luftvolumenstromes in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit lässt sich zwar unter der Verwendung von Staudrucksensoren (Prandtl-Rohre) realisieren, ist aber aufgrund der komplexen Strömungsverhältnisse sehr aufwendig und fehlerbehaftet. Prandtl-Rohre messen den Staudruck der Strömung. Wird jeweils ein Sensor vor und hinter dem Kühler positioniert, lässt sich die Druckdifferenz über den Kühler bestimmen. Da die Druckverlustkennlinie des Kühlers, die den Druckverlust über dem Luftvolumenstrom darstellt, bereits auf dem Kühlerprüfstand vermessen wurde, kann mit der Druckdifferenz der Luftvolumenstrom bestimmt werden. Da aber die Strömung durch den Kühler nicht über dessen gesamte Fläche homogen, sondern stark durch die Lufteinlässe beeinflusst ist, muss die Messung an verschiedenen Stellen des Kühlers durchgeführt werden. Die Sensoren stellen selbst einen großen Strömungswiderstand dar, der das Messergebnis erheblich verfälschen kann. Zudem ist die Zugänglichkeit aufgrund des geringen Spaltes zwischen Kühlermodul und der Brennstoffzelle sehr begrenzt. Die Messungen mit jeweils vier Sensoren vor und hinter dem Kühler haben gezeigt, dass bereits durch geringe Änderungen der Sensorpositionen erhebliche Schwankungen der Messergebnisse aufgetreten sind und somit keine reproduzierbaren Ergebnisse erlangt werden können. Das Verhalten der Lüfter lässt sich durch die turbulenten Strömungsverhältnisse hinter dem Kühler nicht erfassen. Folglich gilt es die luftseitige Durchströmung des Kühlers in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der Lüfterdrehzahl mittels einer indirekten Messung zu bestimmen.

Im folgenden Abschnitt wird erläutert, wie das Kühlluftkennfeld anhand der wasserseitigen Messdaten der Konstantfahrten im Klimawindkanal ermittelt werden kann. Es wird auf die Verwendung eines luftseitigen Strömungssimulationsprogramms eingegangen, welches in der Lage ist, die Durchströmung des Fahrzeugvorderwagens unter Verwendung der Stromfadentheorie mit ausreichender Genauigkeit zu beschreiben. Zudem ist dieses Programm in

der Lage, den Kühler mit seiner Wärmeübertrager-Charakteristik abzubilden und unter Vorgabe der Rahmenparameter die abgeführte Wärme zu berechnen.

### 5.1.1 Rechnerische Abbildung der Kühlluftführung

In der Stromfadentheorie, die in der Software KULI zur Abbildung der Kühlluftführung verwendet wird, wird die Dreidimensionalität der realen Strömung stark vereinfacht und auf einen einzelnen repräsentativen Stromfaden reduziert. Bei der Modellbildung mit diesem eindimensionalen Verfahren wird jeweils nur ein mittlerer Zustand abgebildet, bei dem sich entlang des Stromfadens die physikalischen Größen Druck, Temperatur, Dichte und relative Luftfeuchte je nach Art der durchströmten Komponente verändern. Die für die Brennstoffzellenkühlung strömungstechnisch abzubildenden Komponenten des Vorderwagenpackages sind in Abb. 5.1 dargestellt.

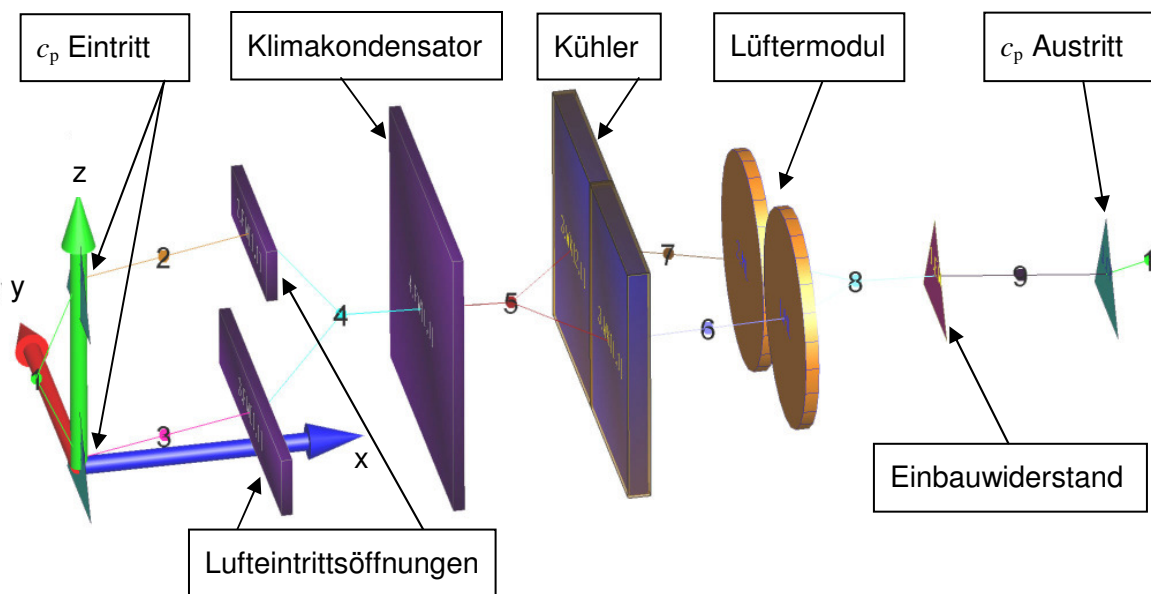


Abb. 5.1: Verschaltung der Kühlluftführung in KULI

Die Luft strömt durch die Lufteintrittsöffnungen der Frontschürze in den Motorraum hinein, durchströmt den Klimakondensator, den Wasserkühler, das Doppellüftermodul, umströmt die weiteren Komponenten des Motorraumes und verlässt schließlich den Motorraum im Bereich des Abgastunnels und der Radhausschalen. In möglichst großer Anlehnung an die realen Strömungsvorgänge werden bei der Modellierung der Kühlluftführung alle Komponenten entlang des Stromfadens berücksichtigt. Am Eintritt und am Austritt aus dem Motorraum werden Druckrandbedingungen (grüne Dreiecke in Abb. 5.1) aufgeprägt. Die so vorgegebenen Druckwerte ändern sich je nach Fahrgeschwindigkeit und basieren auf den dimensionslosen Druckbeiwerten  $c_p$  einer 3D-Aerodynamikberechnung der geschlossenen Außenhaut. Während bei einem realen Fahrzeug die Kühlluft den Vorderwagen durch eine Vielzahl von kleineren meist stark zerklüfteten Öffnungen verlässt, werden diese im 1D-Modell zu einem repräsentativen Austrittsquerschnitt zusammengefasst. Die Druckverluste  $\Delta p$  der Kühlerschutzgitter, Lüftungsgitter und aller luftseitig durchströmten Wärmetauscher sind vom durchströmten Luftvolumenstrom abhängig und werden durch Druckverlustkennlinien  $\Delta p = f(\dot{V})$



berücksichtigt. Diese Kennlinien sind bereits auf kleinen Windkanal-Prüfständen aufgenommen worden und werden für die jeweilige Komponente in Tabellenform abgelegt. Innerhalb der 1D-Software KULI erfolgt eine Umrechnung in Kennlinien der dimensionslosen Druckverlustbeiwerte  $\zeta$ ,

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot v^2}, \quad (5.1)$$

die jeweils eine Funktion der entsprechenden Reynoldszahl sind.

Darüber hinaus müssen für den Wärmetauscher zur Simulation der Wärmeübertragung zwischen dem Kühler und der Kühlluft Kühlleistungskennfelder messtechnisch erfasst und in KULI hinterlegt werden. Diese Wärmeübertragungskennfelder werden auf Kühlerprüfständen aufgenommen und stellen den Wärmeübergang zwischen den Kühllamellen und der vorbeiströmenden Luft als Funktion der inneren und äußeren Durchströmung sowie ihrer Temperaturdifferenzen dar. Abb. 5.2 zeigt das Wärmeübertragerkennfeld des verwendeten Kühlers.

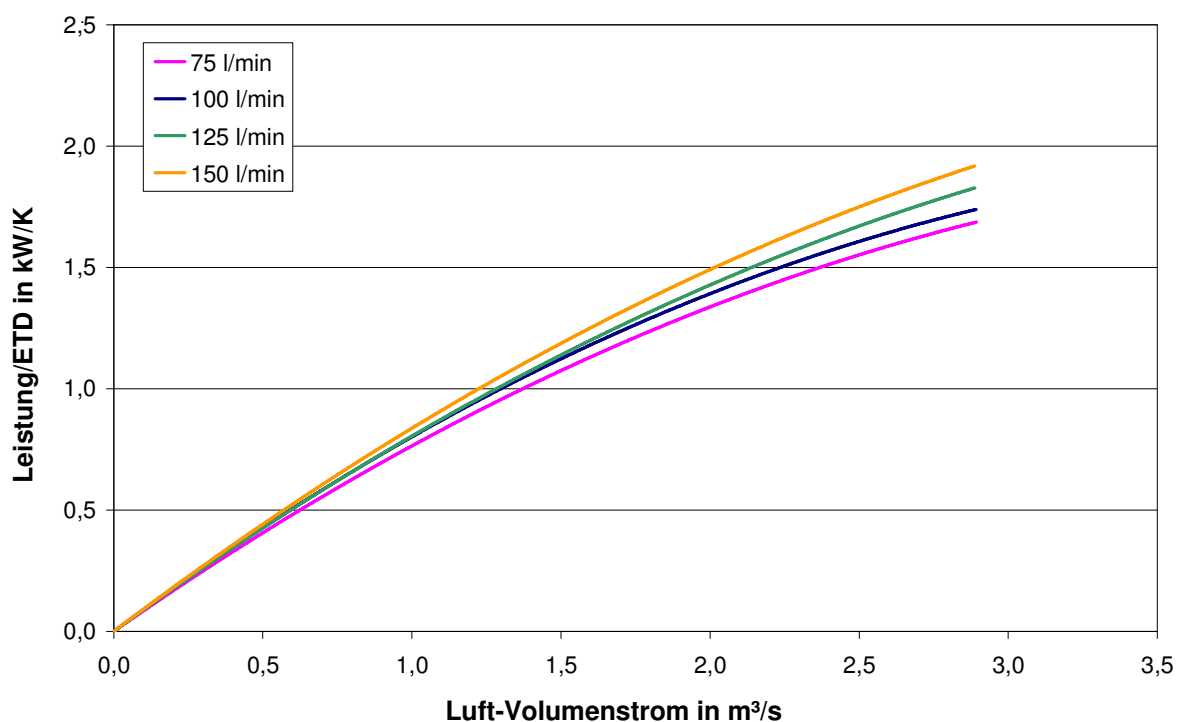


Abb. 5.2: Wärmeübertragerkennfeld des Frontendkühlers

In diesem Diagramm wird der übertragene Wärmestrom auf die Eintrittstemperaturdifferenz (ETD) zwischen äußerem und innerem Medium bezogen. Er wird für verschiedene Kühlmittelevolumenströme über dem Luftvolumenstrom dargestellt. Streng genommen gilt dieses Kennfeld nur für die Bedingungen, die bei den Messungen vorliegen und muss für die Verwendung unter anderen Bedingungen in ein dimensionsloses Diagramm umgerechnet werden. Dieses könnte dann die Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von den Reynoldszahlen der beiden beteiligten Medien darstellen. Die Umrechnung erfolgt ebenfalls innerhalb der Soft-

ware KULI. Zur Einbindung der Lüfter in das Simulationsmodell werden versuchstechnisch ermittelte Drosselkennlinien verwendet. Dabei wird die Druckerhöhung in Abhängigkeit der Drehzahl und des Luftmassenstromes ausgedrückt. Die Umformung auf dimensionslose Größen erfolgt auch hierbei.

Die bisherige Beschreibung verdeutlicht, dass die luftseitig durchströmten Kühlungskomponenten unter Verwendung von Kennlinien und Kennfeldern modelliert werden. Allerdings enthält das Modell noch eine Unbekannte, denn die bei der Durchströmung des Motorraumes und der verblockenden Komponenten entstehenden Druckverluste lassen sich nicht sinnvoll messtechnisch erfassen. Diese und auch alle anderen durch Komponentenkennlinien eventuell nicht abgebildeten Druckverluste werden zu einem in Abb. 5.1 dargestellten Einbauwiderstand zusammengefasst. Das Modell kann erst dann zuverlässige Ergebnisse liefern, wenn diese Größe bekannt ist. Die indirekte Bestimmung der zugehörigen Druckverlustkennlinie wird als Kalibrierung des Modells bezeichnet.

Zur Kalibrierung des Modells, d.h. zur Anpassung an ein spezielles Fahrzeug, werden die Messungen der Konstantfahrten im Klimawindkanal verwendet. Der Kühlerwärmestrom, der sich aus dem Kühlmittelvolumenstrom und der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt ergibt, wird dem Wasserkühler des Modells aufgeprägt und der Betriebszustand des Fahrzeugs wird durch Vorgabe der Fahrgeschwindigkeit, der Umgebungsbedingungen und des gemessenen Kühlmittelmassenstromes nachgebildet. Durch die iterative Variation des gesuchten Einbauwiderstandes wird der Kühlluftmassenstrom im Modell so eingestellt, dass der vorgegebene Wärmestrom an die Luft abgegeben und die gemessene Kühlmitteltemperatur am Eintritt des Kühlers auch im Modell erreicht wird. Das Modell berechnet Luftmassenströme, Druckverluste und Temperaturen an allen Komponenten, so dass für den Einbauwiderstand ebenfalls ein dimensionsloser Druckverlustbeiwert bestimmt werden kann. Wird diese Kalibrierung für verschiedene Betriebszustände unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt, so ergibt sich die entsprechende Kennlinie für den Einbauwiderstand dieses speziellen Fahrzeugs.

Mit diesem einmal kalibrierten Modell lassen sich mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie die Messdaten auf andere Umgebungsbedingungen übertragen. Darüber hinaus können auch die Abmessungen der Komponenten sowie Lüfterdrehzahlen variiert werden, wodurch zahlreiche Parameterstudien und Vorhersagen über die Leistungsfähigkeit des optimierten Systems ermöglicht werden.

### 5.1.2 Simulationsergebnisse mit KULI

Das eingangs erwähnte Kühlluftkennfeld stellt den Kühlluftmassenstrom über der Lüfterdrehzahl und der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs dar. Es ist durch die Parametervariation der beiden Einflussgrößen in KULI erstellt worden und dient in der Hauptsache der Abbildung der Kühlluftführung in der Gesamtsystemsimulation, auf die im nächsten Kapitel eingegangen wird.

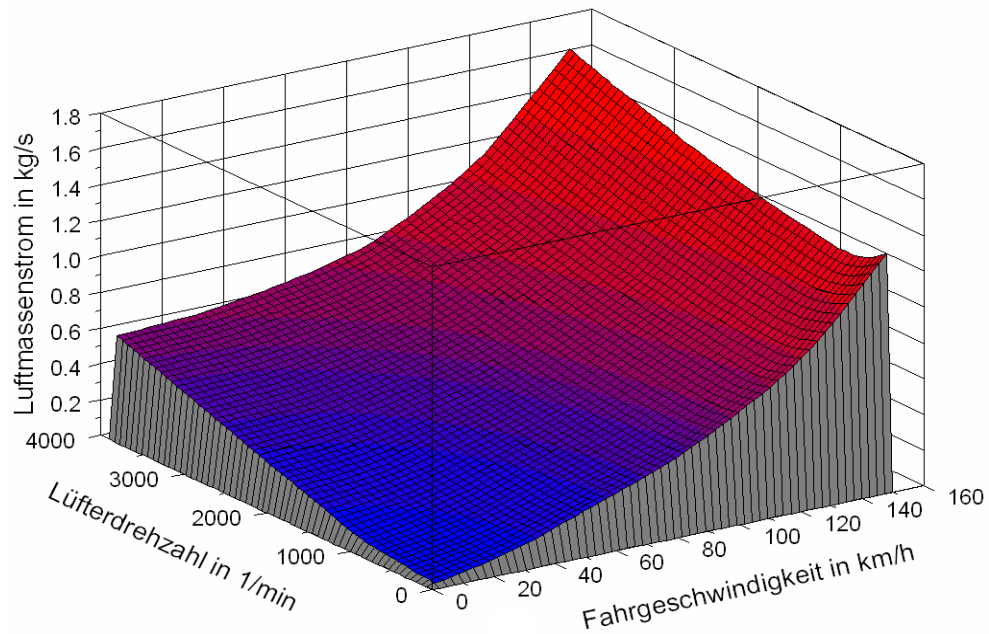


Abb. 5.3: Kühlluftkennfeld des HyMotion2

Das Kennfeld zeigt eine annähernd lineare Abhängigkeit zwischen dem Luftmassenstrom und der Lüfterdrehzahl. Hingegen steigt der Luftdurchsatz mit der Fahrgeschwindigkeit quadratisch. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten und niedrigen Lüfterdrehzahlen ist zunächst ein schwaches Sinken des Luftmassenstromes mit steigender Lüfterdrehzahl zu erkennen. Der Lüfter wird in diesem Betriebspunkt als „überblasen“ bezeichnet, da er als Strömungswiderstand wirkt. Bei höheren Drehzahlen steigt er wieder linear an. Abb. 5.4 zeigt den Zusammenhang zwischen der Lüfterkennlinie und der Anlagenkennlinie der Kühlluftführung.

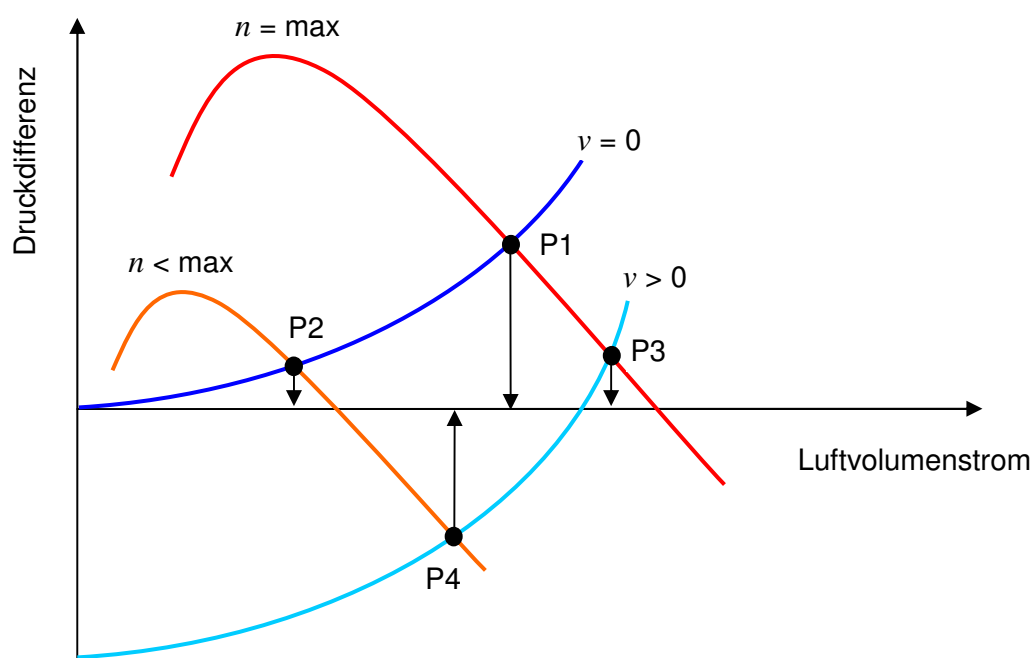


Abb. 5.4: Lüfter- und Anlagenkennlinie der Kühlluftführung

Dargestellt sind jeweils zwei Lüfterkennlinien ( $n = \max$  und  $n < \max$ ) und Anlagenkennlinien für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten ( $v = 0$  und  $v > 0$ ). Die Anlagenkennlinien beschreiben den Druckverlust der luftseitigen Strömung durch das gesamte Vorderwagenpackage. Die Lüfterkennlinien hingegen beschreiben die Druckerhöhung des Lüftermoduls in Abhängigkeit des Luftvolumenstromes. Der Schnittpunkt zwischen Anlagen- und Lüfterkennlinie stellt den aktuellen Betriebspunkt (P1 - P4) dar. Für das stehende Fahrzeug ( $v = 0$ ) und den Lüfterbetrieb mit maximaler Drehzahl ( $n = \max$ ) ergibt sich Betriebspunkt P1. Ausgehend von diesem Schnittpunkt lässt sich der Luftdurchsatz durch das Lot auf die Ordinate ermitteln. Betriebspunkt P2 resultiert aus einer geringeren Lüfterdrehzahl ( $n < \max$ ). Bei stehendem Lüfter fällt die Lüfterkennlinie auf den Koordinatenursprung. Eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit hingegen bewirkt eine Verschiebung der Anlagenkennlinie in den negativen Differenzdruckbereich. Entsprechend steigt der Luftdurchsatz mit zunehmender Lüfterdrehzahl (P3). Die Erscheinung des überblasenen Lüfters zeigt sich in Betriebspunkt P4, wo sich bei hoher Fahrgeschwindigkeit und niedriger Lüfterdrehzahl der Schnittpunkt im negativen Differenzdruckbereich ergibt. Insgesamt ergibt sich durch die Kurvenscharen für die verschiedenen Geschwindigkeiten und Lüfterdrehzahlen ein Arbeitsbereich mit möglichen Betriebspunkten, der durch das Kennfeld in Abb. 5.3. beschrieben wird. Das Überblasen der Lüfter beginnt beim hier beschriebenen Aufbau bei etwa 100 km/h. Üblicherweise liegt dieser Wert für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren hingegen bei 60 km/h. Diese Differenz lässt sich durch die leistungsstarken Lüfter des Brennstoffzellenkühlsystems begründen.

## 5.2 Modellbildung in Matlab/Simulink

Der Aufbau des Simulationsmodells für das gesamte Kühlsystem erfolgt in Matlab/Simulink. Matlab selbst ist eine Programmiersprache, die sich mittlerweile in vielen Bereichen der technischen Berechnung durchgesetzt hat. Sie vereint Berechnung, Visualisierung und Programmierung in einer leicht zu benutzenden Umgebung. Dabei werden die Daten in bekannter mathematischer Notation ein- und ausgegeben. Die grundlegenden Datentypen sind Vektoren und Matrizen. Mit so genannten Toolboxes kann Matlab durch anwendungsspezifische Lösungsverfahren erweitert werden. Toolboxes sind Sammlungen von Matlab-Funktionen. Gebiete, für die es Toolboxes gibt, sind z.B. Signalverarbeitung, Regelungstechnik, neuronale Netzwerke, Simulation und viele andere. Insbesondere für die Simulation wird die Toolbox Simulink verwendet, die eine graphische Benutzeroberfläche zum Aufbau eines Simulationsmodells bietet. Die Abbildung der einzelnen Komponenten erfolgt zum Teil durch die formelmäßige Beschreibung der physikalischen Eigenschaften und zum Teil durch die Charakterisierung von bereits in Bibliotheken verfügbaren Standardkomponenten. Simulink ermöglicht die dynamische Berechnung für zeitabhängige Differentialgleichungen und kann diese mit entsprechenden Lösungsverfahren (z.B. Runge-Kutta-Verfahren) berechnen. Für die Darstellung eines Gasstromes wird in dieser Arbeit ein so genannter „pTmx-Vektor“ verwendet, der sich aus dem Druck, der Temperatur, dem Gesamtmassenstrom sowie den Massenanteilen der Gaszusammensetzung ergibt. Bei der Darstellung eines flüssigen Medienstromes besteht dieser Übergabevektor nur aus den ersten drei dieser Parameter (pTm-Vektor). Zur Berechnung einer Komponente wird dieser Vektor als Eingangsgröße verwendet und entsprechend der mathematischen bzw. thermodynamischen Beschreibung des Bauteils für jeden Iterationsschritt neu berechnet. Dieser berechnete

Vektor wird von der Komponente ausgegeben und entsprechend der Verschaltung an das nächste Bauteil weitergegeben. Es entsteht ein Modell, welches gemäß dem Fließbild aus den einzelnen verschalteten Komponenten des Systems aufgebaut ist. Entsprechend lassen sich die einzelnen Medienströme verzweigen und auf die Komponenten verteilen. Vor und hinter jeder Komponente können die thermodynamischen Zustandsgrößen des Fluides in Form eines Vektors oder der einzelnen Größe als Eingang einer neuen Komponente abgegriffen werden. Für die Simulation dynamischer Systeme sind in den meisten Fällen Differentialgleichungssysteme zu lösen. In Simulink werden die Differentialgleichungen (DGL) numerisch, durch eine Berechnung der Zeitverläufe aller Zustands- und Ausgangsgrößen, gelöst.

Für die numerische Lösung stehen mehrere Verfahren zur Verfügung. Die grundsätzliche Vorgehensweise ist jedoch bei allen Verfahren gleich. Das DGL-System wird auf beiden Seiten der Gleichung schrittweise integriert. Das aktuelle Ergebnis zum Zeitpunkt  $t_k$  bildet den Anfangswert für die Berechnung von  $x(t_{k+1})$ . Die Schrittweite  $h$  muss hierbei ausreichend klein gewählt werden, so dass schnelle Änderungen von  $x$  genau genug berechnet werden können. Je kleiner die Schrittweite gewählt wird, desto genauer und stabiler wird die Berechnung. Mit kleinerer Schrittweite steigt jedoch die Rechenzeit für ein bestimmtes Intervall, was die Simulation verlangsamt und bei großen Systemen durchaus zu Problemen führen kann. In Simulink gibt es die Möglichkeit, eine feste Schrittweite einzustellen oder es wird eine variable Schrittweite gewählt. Im Falle der variablen Schrittweite erfolgt ihre Steuerung in Abhängigkeit von der Änderung der Zustandsgrößen. Für die Lösung der DGL wird das Runge-Kutta-Verfahren verwendet. Die Berechnung des Integrals  $x(t_{k+1})$  erfolgt durch die Addition des aktuellen Integrals und dem Produkt aus der Schrittweite und seiner Ableitung. Die Ableitung setzt sich in diesem Falle aus einem Mittelwert von vier Ableitungen zusammen, die unterschiedlich gewichtet werden,

$$x(t_{k+1}) = x(t_k) + h \cdot \frac{1}{6} [\dot{x}(t_k) + 2\dot{x}_a + 2\dot{x}_b + \dot{x}(t_{k+1})]. \quad (5.2)$$

Die beiden Ableitungen  $x_a$  und  $x_b$  berechnen sich hierbei zu

$$x_a = x(t_k) + h \cdot \frac{1}{2} \dot{x}(t_k) \quad \text{und} \quad (5.3)$$

$$x_b = x(t_k) + h \cdot \frac{1}{2} \dot{x}_a. \quad (5.4)$$

Dies ist die ursprüngliche Form des Runge-Kutta-Verfahrens. Inzwischen gibt es zahlreiche Variationen, um speziellen Eigenschaften der zu simulierenden Systeme Rechnung zu tragen. In den meisten Fällen wird für die Berechnung technischer Systeme jedoch die ursprüngliche Form genutzt, da sie im Allgemeinen sehr gute Genauigkeit und Stabilität liefert. [GOE07]

### 5.2.1 Aufbau der Modulsimulation

Der Aufbau des Kühlungsmodells in Matlab/Simulink erfolgt in der Reihenfolge, dass der Kühlkreislauf in einem ersten Schritt entsprechend seiner Architektur modelliert wird. Alle in der Modellierungsphase bekannten Komponenten, die bereits in der Komponentenbibliothek vorprogrammiert sind, werden auf der Benutzeroberfläche zusammengestellt und entsprechend ihrer Position im Flow-Sheet durch die pTm-Vektoren miteinander verbunden. Jede dieser Komponenten ist bezüglich ihrer physikalischen oder geometrischen Eigenschaft zu charakterisieren. Dies kann gemäß der vorherrschenden Abhängigkeit vom Betriebsparameter in Form von Konstanten, Kennlinien oder Kennfeldern geschehen. Zudem werden die im Klimawindkanal und auf den Systemprüfständen vermessenen Kennlinien hinterlegt. Bei der Charakterisierung der Komponenten wird zunächst lediglich das stationäre Verhalten berücksichtigt. Die Wärmeein- und -austräge werden als Kennlinien in Abhängigkeit der Stapelmodulstromstärke hinterlegt und erzeugen eine vom Volumenstrom und der spezifischen Wärmekapazität des Kühlmediums abhängige Temperaturerhöhung oder -absenkung. Die wasserseitigen Druckverluste werden in Form von  $k_v$ -Werten (siehe Kap. 4.2) hinterlegt. Ferner werden das Pumpenkennfeld, das Kühlluftkennfeld sowie das Thermostatkennfeld eingebunden.

### 5.2.2 Simulationsvalidierung

Nachdem die Kühlmodulsimulation mit den erforderlichen Komponentendaten versehen ist, gilt es, die möglichen unbekannten Einflussgrößen zu identifizieren und sinngemäß abzuschätzen. Insbesondere die hydraulische Abbildung des Systems birgt viele Unbekannte. So sind zwar die Druckverluste der einzelnen Komponenten auf dem Systemprüfstand vermessen worden, jedoch besteht noch keine Kenntnis über die Verrohrung der Komponenten untereinander. Gerade diese hat einen erheblichen Einfluss auf die Volumenstromaufteilungen der einzelnen Teilstränge. Hierzu wird das Programm Flowmaster verwendet, welches das hydraulische Verhalten der Schläuche, Krümmer und Verzweigungen selbst berechnet. Flowmaster greift auf eine umfassende Bibliothek von Standardbauteilen zu, die gemäß der Verschaltung im System abgebildet und geometrisch charakterisiert werden müssen. Dies ist für die einzelnen Teilstränge geschehen. Anhand dieser Vorgehensweise kann für jede Volumenstromaufteilung des Systems ein separater Druckverlustbeiwert bestimmt werden, der alle bisher unbekannten Druckverluste eines Strangs zusammenfasst. Diesen gilt es, in das Simulink-Modell zu importieren. Anschließend werden für bekannte Betriebspunkte der Pumpenvolumenstrom vorgegeben und die sich ergebenden Volumenströme der Teilstränge mit den Messungen verglichen. Die sich ergebenden Volumenströme stellen nur bedingt das reale Verhalten des Systems dar. Die Abweichungen liegen im Bereich von bis zu 20 %. Ursachen hierfür können in der Charakterisierung der Standardbauteile in Flowmaster liegen. Die Genauigkeit der geometrischen Abbildung hat einen großen Einfluss auf das Ergebnis. Insbesondere wirken sich unberücksichtigte Unstetigkeiten und scharfe Kanten auf den Druckverlust aus. Dennoch bietet Flowmaster eine gute Möglichkeit, zur Abschätzung der Größenordnung von Druckverlusten verschiedener Standardbauteile. Der endgültige Abgleich des hydraulischen Verhaltens muss letztlich durch weitere Korrekturen in Simulink erfolgen. Da die Öffnung des Thermostaten durch die Kühlmitteltemperatur bestimmt wird,

kann dessen Abgleich erst in der thermischen Validierung erfolgen. Des Weiteren muss der Zusammenhang zwischen Pumpenansteuerung und dem sich ergebendem Gesamtstrom abgeglichen werden. Hierzu wird ein Regler in Simulink verwendet, der entsprechend der Pumpenregelung im Fahrzeug die Drehzahl einstellt (siehe Kap. 3.2.2). Der Kühlwasserdruck wird hierbei dem lastabhängigen Austrittsdruck des Luftverdichters nachgeführt.

Der nächste Schritt der Validierung des Modells beschreibt den Abgleich des thermischen Verhaltens. Zunächst werden nur die stationären Betriebspunkte der Konstantfahrten nachgestellt. Hierbei sei darauf hingewiesen, dass die Wärmeströme zwischen den Komponenten und dem Kühlmedium der in Kap. 4.1.5 beschriebenen Energiebilanz entsprechen. Um dies zu erreichen, ist ein Block für den Wärmeartrag durch Konvektion und Strahlung hinterlegt worden. Dieser bildet den Wärmestrom in Abhängigkeit der Außentemperatur, der mittleren Komponententemperatur und der Fahrgeschwindigkeit ab. Die Ergebnisse stimmen sehr gut mit den Messungen überein, da das Modell durch die Messungen bestimmt wird. Aber auch Fahrzustände bei anderen Randbedingungen (Geschwindigkeiten, Steigungen und Außentemperaturen) führen zu plausiblen Ergebnissen. Ein weitaus schwierigerer Schritt der thermischen Validierung besteht im Abgleich des dynamischen Verhaltens. Es gilt für alle Komponenten das zeitliche Verhalten zu implementieren. Hierzu wird eine Abschätzung bzgl. der thermischen Massen der Komponenten durchgeführt. Die thermische Trägheit kann nur im Falle des Kühlmittels direkt über die Masse vorgegeben werden. Daher wird zunächst nur das zeitliche Verhalten der Stapelmodultemperaturen für vermessene Lastsprünge untersucht. Die Trägheit wird über ein so genanntes PT1-Glied nachgebildet, das das Verzögerungsverhalten 1. Ordnung darstellt. Charakterisiert ist das PT1-Glied durch die Zeit, die benötigt wird, 90 % des stationären Wertes zu erreichen. In Abb. 5.5 ist exemplarisch das zeitliche Verhalten der Temperatur auf eine sprunghafte Änderung der Leistung dargestellt. Die blaue Kurve stellt zusätzlich das Verzögerungsverhalten 2. Ordnung dar, welches sich ergibt, wenn zwei PT1-Glieder in Reihe verschaltet werden.

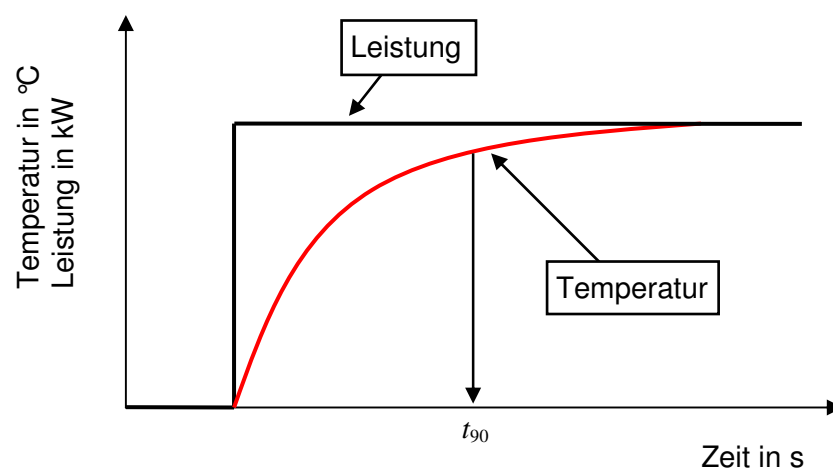


Abb. 5.5: Exemplarisches zeitliches Verhalten der Temperatur auf einen Lastsprung

Anhand der Temperaturantworten des Stapelmoduls auf einen Lastsprung wird das Verzögerungsglied iterativ so lange eingestellt, bis die Verläufe denen der Messung entsprechen. Anschließend werden die thermischen Massen der übrigen Komponenten in das Verhältnis

der thermischen Stapelmodulmasse gesetzt und somit die  $t_{90}$ -Zeiten für die übrigen Komponenten bestimmt. Somit ist ein Startwert für das dynamische Verhalten gegeben, der bereits gute Ergebnisse liefert. Für eine höhere Simulationsgüte werden im Anschluss weitere manuelle Iterationen für die Verzögerungsglieder durchgeführt.

Neben der bereits validierten Druckregelung der Pumpe wird dessen überlagerte Temperaturregelung sowie die Lüfterregelung entsprechend der realen Reglerparameter hinterlegt. Hierzu werden die entsprechenden Temperaturen als Regelgrößen abgegriffen und in einem Reglerblock verarbeitet. Diesem werden Reglerparameter, wie Nachstellzeit oder Verstärkungsfaktor, vorgegeben, mit denen der Reglerblock die Stellgröße errechnet.

Die Validierung des dynamischen Kühlsystemverhaltens erfolgt durch den Vergleich der simulierten thermodynamischen Größen am Ein- und Ausgang jeder Komponente mit den Messdaten. Insbesondere sind dies im Falle des Kühlsystems die Temperaturen, Drücke und Volumenströme. Hierbei sind die Rahmenbedingungen so vorzugeben, dass sie denen im Klimawindkanal entsprechen. Als Eingangsgrößen dienen die Fahrgeschwindigkeit, die Stapelmodulleistung, die Temperatur und relative Feuchte der Außenluft sowie die Starttemperaturen der Komponenten.

In Abb. 5.6 sind die Messdaten des Großglocknerzyklus für den Kühler den simulierten Werten gegenübergestellt.

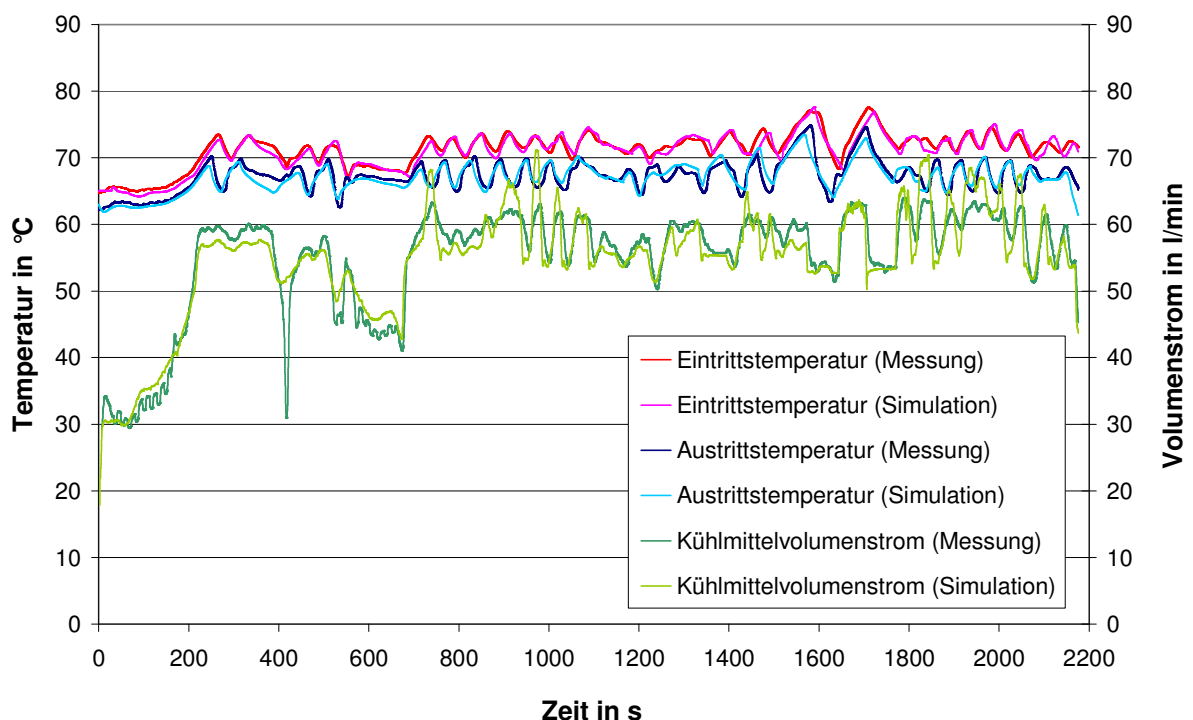


Abb. 5.6: Gegenüberstellung von Messung und Simulation der Kühlerdaten des Großglocknerzyklus

Der Zielbereich für die zulässigen Abweichungen zwischen Messung und Simulation sind im Vorfeld auf 3 l/min bei den Volumenströmen und 1 K bei den Temperaturen festgelegt



worden. Diese Maßgabe ist bei der Simulationsvalidierung in weiten Teilen erreicht worden. Lediglich das Herunterfahren der Pumpe durch das Purgen verursacht größere Differenzen der Volumenströme. Diese fallen aber für die folgenden Untersuchungen nicht ins Gewicht und können daher vernachlässigt werden. Das Startverhalten und insbesondere das Öffnen des Thermostaten (bis 200 s) sind in diesem Zusammenhang sehr gut abgebildet. Ausgehend von diesem Modell können Aufheizkurven für verschiedene Fahrsituationen sowie der Einfluss optimierter Komponenten und Steuerungsstrategien im Voraus abgebildet werden. Ergebnisse hierzu werden im folgenden Unterkapitel vorgestellt.

### 5.2.3 Simulationsergebnisse

Folgende Betrachtungen sollen den Einfluss der Umgebungsbedingungen auf das Kühlsystemverhalten zeigen. Die erstellten Kurven dienen dem Vergleich mit dem optimierten System.

Zunächst werden Kurven erzeugt, die das Startverhalten des Kühlsystems in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit darstellen. Diese werden für verschiedene Außentemperaturen berechnet. Hierbei ist das Erreichen der Betriebstemperatur, die vom Hersteller mit 68 °C vorgegeben wird, von Interesse, da dieses eine entscheidende Rolle für den Wirkungsgrad und die Standzeit des Stapelmoduls spielt. Jedoch wird die Betriebstemperatur aufgrund der Thermostatregelung nicht für jeden Betriebspunkt erreicht, so dass die Dauer bis zur Öffnung des Thermostaten als Vergleichswert herangezogen wird. Des Weiteren werden die sich für jeden Fahrzustand ergebenden stationären Temperaturen am Stapelmodulaustritt aufgezeichnet.

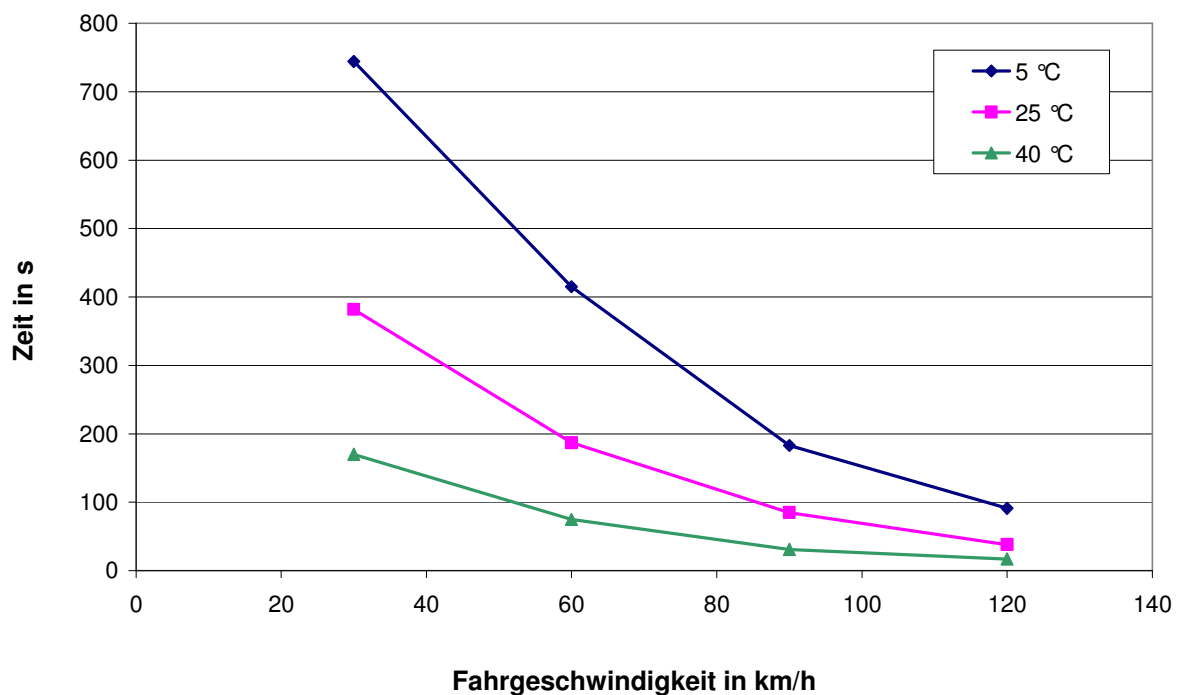


Abb. 5.7: Simulierte Aufheizzeiten bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Außentemperaturen

Gemäß Abb. 5.7 ist erwartungsgemäß der starke Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf die Aufheizdauer erkennbar. Maßgeblich hierfür ist die an die Fahrgeschwindigkeit gekoppelte Antriebsleistung und somit der Wärmeeintrag in das Kühlsystem. Diese Aufheizzeiten gilt es für ein optimiertes System zu minimieren.

Eine weitere Simulation des Großglocknerzyklus soll den Einfluss einer optimierten Lüfterregelung darstellen. Wie in Kap. 4.1.5 beschrieben, sind die Reglerparameter beim HyMotion2 nicht auf die träge Regelstrecke abgestimmt, wodurch es zu starken Schwankungen der Lüfterdrehzahl gekommen ist. Durch diese Schwankungen sind während des Zyklus erhebliche Temperaturspitzen aufgetreten, die zu Leistungsreduktionen geführt haben. In der Simulation sind diese Reglerparameter optimiert worden. Das Diagramm in Abb. 5.8 zeigt die Stapelmodulaustrittstemperatur, die Stromstärke sowie die Lüfterdrehzahl über der Zeit. Der Verlauf der Austrittstemperatur des Stapelmoduls, die die Regelgröße für die Lüfterdrehzahl darstellt, ist erheblich gleichmäßiger als in der realen Messung. Durch eine Erhöhung der Stromstärke steigt die Temperatur an und überschreitet den Sollwert der Regelung. Dies versucht die Regelung durch die Erhöhung der Lüfterdrehzahl zu kompensieren. Somit wäre bei optimaler Lüfterregelung ein Durchfahren des Großglocknerzyklus mit einer Fahrgeschwindigkeit von 45 km/h im Gegensatz zu 30 km/h möglich gewesen (Normzyklus für VKM: 55 km/h). Um bei der trägen Regelstrecke dieses Regelverhalten zu ermöglichen, ist der Einsatz eines PID-Reglers erforderlich, dessen differentieller Anteil eine schnelle Ausregelung der Störgröße bewirkt. Die Ergebnisse zeichnen sich durch eine geringe Regelabweichung, geringes Überschwingen und somit einen konstanten Temperaturverlauf aus. Weit aus besser als eine derartige Regleranpassung ist jedoch die Reduzierung der Regelstreckenträgheit durch die volle Lüfterstromfreigabe in der Beschleunigungsphase.

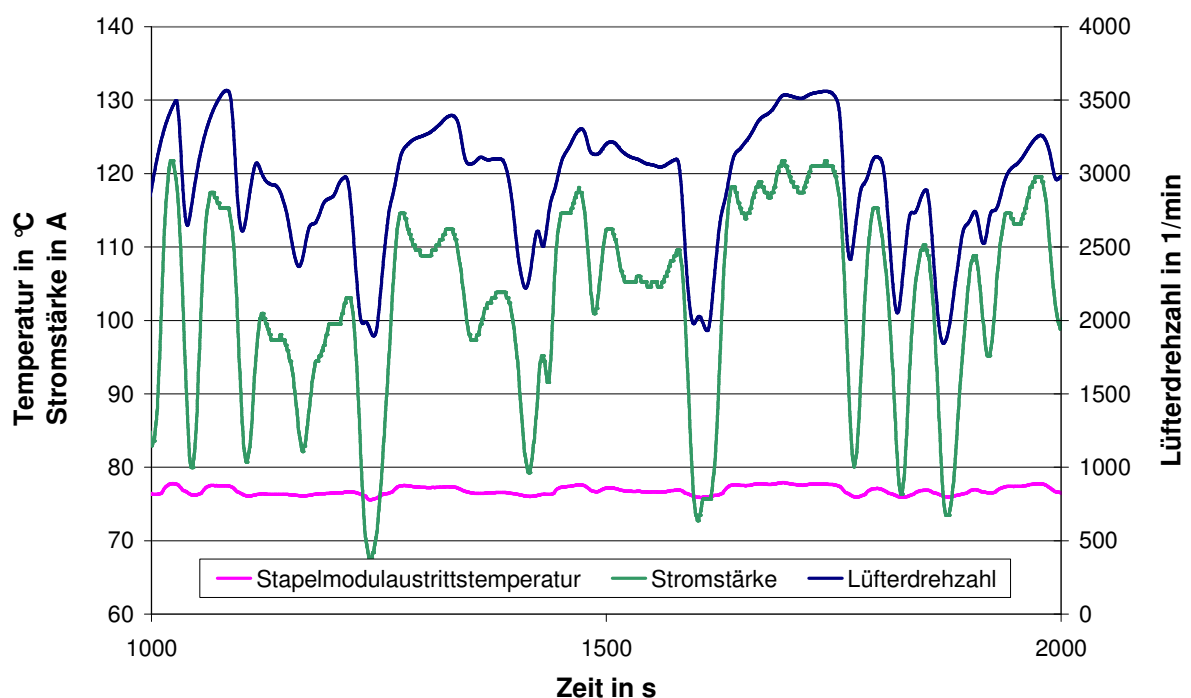


Abb. 5.8: Ausschnitt des simulierten Großglocknerzyklus mit 45 km/h

Die nachfolgende Grenzbetrachtung des vorliegenden Kühlsystems soll zeigen, welche Auswirkung die mangelnde Wärmeabfuhr des Kühlers auf die realisierbaren Fahrleistungen des Brennstoffzellenfahrzeugs hat. Hierzu wird auf Basis der Fahrwiderstandskurve (Gl. 4.1) die Fahrleistung in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit bestimmt. Anhand der Konstantfahrten im Klimawindkanal ist der Zusammenhang zwischen dem am Kühler abzuführenden Wärmestrom und der Fahrleistung bekannt.

Des Weiteren kann durch die Messungen im Klimawindkanal der Luftmassenstrom durch den Kühler für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten ermittelt werden. Unter Berücksichtigung der wasserseitigen Durchströmung des Kühlers ist bei gegebenen Luft- und Kühlmitteleintrittstemperaturen durch das Kühlerkennfeld der jeweils maximal abführbare Wärmestrom bekannt.

Die Darstellung dieser beiden Zusammenhänge in einem Diagramm über der Fahrgeschwindigkeit ergibt für die Fahrt in der Ebene die maximal erreichbare Fahrgeschwindigkeit, deren Überschreitung ein Überhitzen des Stapelmoduls zur Folge hätte.

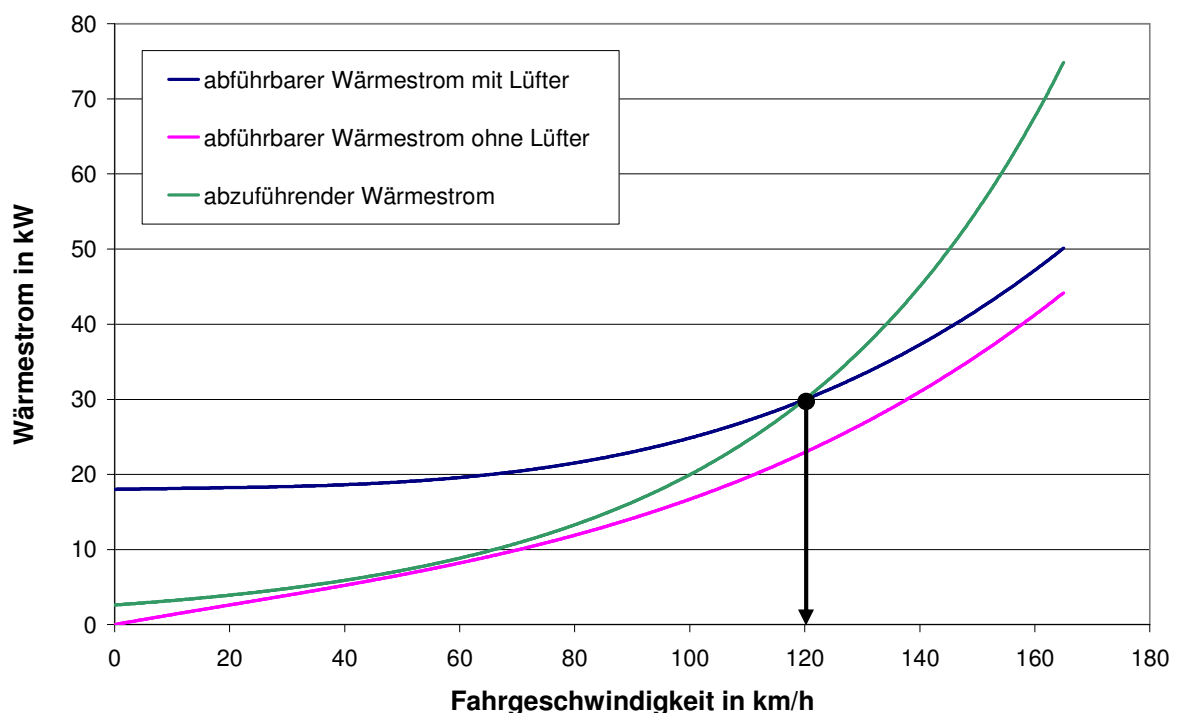


Abb. 5.9: Erreichbare Fahrgeschwindigkeit in der Ebene (HyMotion2)

Für Abb. 5.9 sind als Randbedingungen der mit der vorhandenen Kühlmittelpumpe maximal erreichbare Kühlmittelvolumenstrom, eine Außentemperatur von 40 °C und die zulässige Stapelmodulaustrittstemperatur von 80 °C zugrunde gelegt. Es zeigt sich, dass bei der hohen gewählten Außentemperatur ein Betrieb ohne zu Hilfenahme des Lüfters nicht möglich ist, da der abzuführende Wärmestrom höher ist, als der ohne Lüfter über den Kühler abführbare Wärmestrom. Bei Lüfterhöchstdrehzahl ergibt sich durch den Schnittpunkt der beiden Kurven eine erreichbare Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h, die den Grenzbereich für die gegebenen Randbedingungen darstellt. Die nach der internen Prüfvorschrift

EP 16 500.10 durchzuführenden Testfahrten dienen zur Erprobung der Funktion des Kühlsystems mit dem Ziel der versuchstechnischen Serienfreigabe. Zwar ist der HyMotion2 noch nicht für den Serieneinsatz vorgesehen, jedoch sollten zur Beurteilung die gleichen Maßstäbe herangezogen werden. Die Prüfvorschrift schreibt für PKW-Kühlsysteme für den Einsatz in der gemäßigten Klimazone ebenfalls die Fahrt mit Maximalgeschwindigkeit in der Ebene bei einer Außentemperatur von 40 °C vor. Die Maximalgeschwindigkeit ist hierbei nicht explizit vorgegeben, sondern wird durch die Antriebsleistung, die Getriebeübersetzung und die Fahrwiderstände des Fahrzeugs bestimmt. Üblicherweise liegt diese jedoch oberhalb von 160 km/h, so dass diese Geschwindigkeit die Mindestgrenze für den Fall des Brennstoffzellenfahrzeugs sein sollte.

Abb. 5.10 stellt die Berechnung für die Steigungsfahrt (6 %) bei den sonst gleichen Randbedingungen dar.

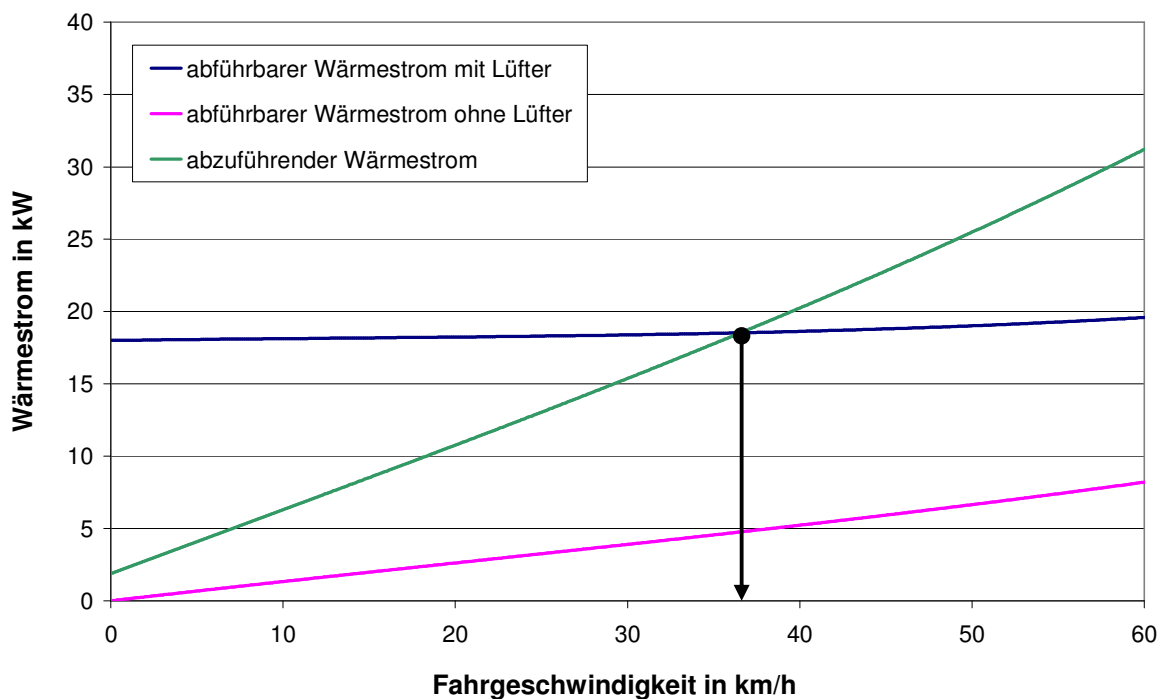


Abb. 5.10: Erreichbare Fahrgeschwindigkeit bei einer Steigung von 6 % (HyMotion2)

Das Diagramm zeigt, dass ein Betrieb ohne Lüfter nicht möglich ist. Ferner lässt sich durch die erheblich höhere Fahrleistung und den damit einhergehenden hohen Wärmeeintrag des Stapelmoduls nur eine Fahrgeschwindigkeit von 37 km/h erreichen.

Insgesamt verdeutlicht diese Betrachtung auf sehr anschauliche Weise, welche limitierenden Auswirkungen eine unzureichende Wärmeabfuhr auf den Fahrbetrieb haben kann. Bei instationärem Fahrbetrieb, mit wechselndem Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten ist ein vorzeitiges Erreichen des Grenzbereichs zu erwarten, da insbesondere in der Beschleunigungsphase ein erheblich höherer Wärmestrom anfällt, als vom Kühler abgeführt werden kann.

### 5.2.4 Einbindung in die Gesamtsystems simulation

Für die Simulation des Brennstoffzellengesamtsystems müssen die einzelnen validierten Teilsystems simulationen (BZ, Kühlung sowie Luft- und Wasserstoffversorgung) zusammengeführt werden. Während bei den Teilsystemmodellen die einzelnen Aktoren jeweils noch manuell angesteuert werden, wird bei der Gesamtsystems simulation die Systemsteuerung über ein Steuergerät realisiert. Hierzu wird ein so genannter HIL-Simulator verwendet. HIL steht für Hardware In the Loop und bedeutet, dass der Simulator in den Regelkreis des Steuergerätes integriert wird. Die Sensorwerte in der Simulation werden vom HIL-Simulator in die entsprechenden elektrischen Signale umgewandelt und stellen somit für das Steuergerät reale Werte dar. Andererseits werden die Regeleingriffe des Steuergerätes an die Aktoren der Simulation übertragen.

Die Implementierung erfolgt über ein Programm, welches aus dem Simulationsmodell eine Datei in C-Code generiert und diese auf dem Rechenknoten des HIL-Simulators in Echtzeit ausführt. Konfigurationsmodule wandeln die Berechnungen der Simulation in reale Messwerte um und übersetzen auch die Signale des Steuergerätes für die Simulation. Sie bilden somit die Schnittstelle zwischen der Simulation und einem realen System. Abb. 5.11 zeigt die Kopplung der Gesamtsystems simulation mit dem HIL-Rechner und dem Brennstoffzellen-Steuergerät.

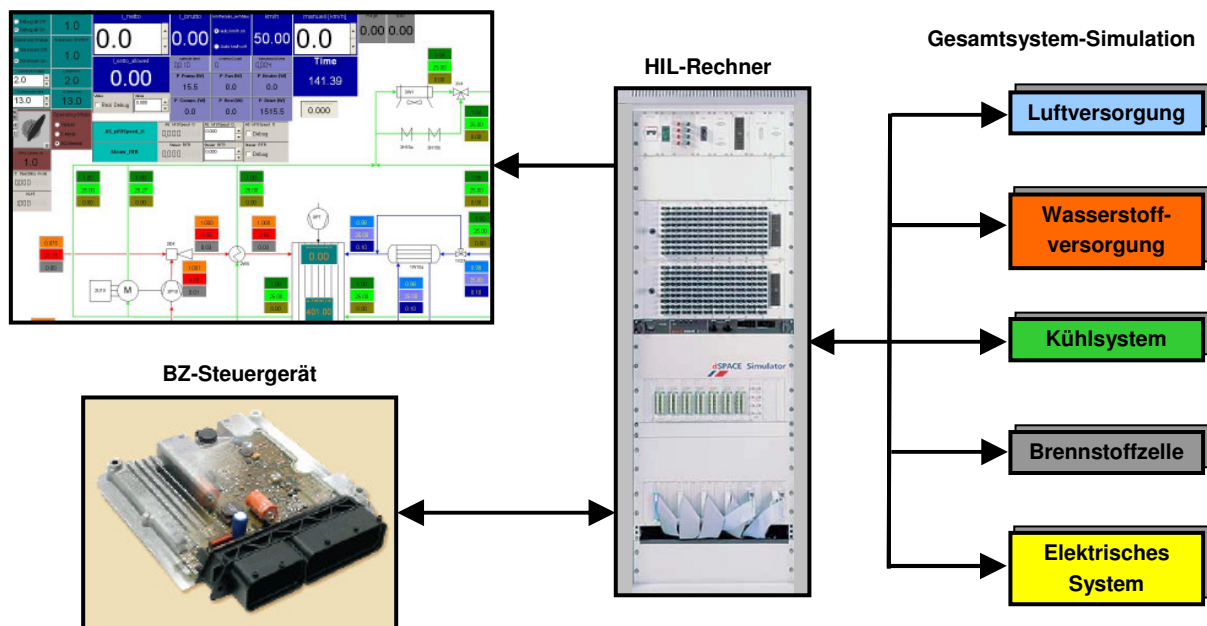


Abb. 5.11: Kopplung von HIL-Rechner, Steuergerät und Gesamtsystems simulation

Generell haben die Zeit einer Simulation und die „reale Zeit“ keinen direkten Bezug zueinander. Eine besondere Anforderung an die HIL-Simulation besteht jedoch darin, dass die Simulation echtzeitfähig sein muss. Das bedeutet, dass sich die Zeit der Simulation und die „reale Zeit“ entsprechen müssen. Diese Anforderung der Echtzeitfähigkeit hat zur Folge, dass der Rechenknoten des HIL-Simulators die numerische Iteration des Differentialgleichungssystems eines Zeitschritts in der Zeit des jeweiligen Zeitschritts abgeschlossen haben muss. [GOE07]

Das an den HIL-Simulator angeschlossene Steuergerät arbeitet nach dem EVA-Verfahren (Eingabe – Verarbeitung – Ausgabe). Die Eingabe geschieht über die Sensoren, weitere Steuergeräte oder durch den HIL-Simulator. Das Steuergerät hat die Möglichkeit, die eingehenden Signale zu überwachen, um z.B. bei der Überschreitung von Grenzwerten Fehlermeldungen auszugeben. Die wesentliche Aufgabe des Steuergerätes besteht darin, das System zu regeln. Dabei werden zunächst die Signale, die dem Steuergerät von den Konditionierungsmodulen übergeben werden, mit den entsprechenden Sollgrößen verglichen. Anhand der Differenz dieser Werte (Regelabweichung) wird vom Steuergerät die Stellgröße für den Aktor an den HIL-Simulator weitergeleitet. Der Regeleingriff wird somit in den nächsten Iterationsschritten der Berechnung berücksichtigt.

Die Verwendung des HIL-Simulators bietet neben der Gesamtsystemauslegung im Wesentlichen den Vorteil, die Steuerung der einzelnen Komponenten an einem nahezu realen System ohne Folgen auslegen zu können. Bei der Reglerauslegung an Laborsystemen oder im Fahrzeug hingegen könnten insbesondere in der frühen Entwicklungsphase durchaus Grenzwerte der Brennstoffzelle sowie der Systemkomponenten überschritten werden, die deren Zerstörung zur Folge hätten.

## 6 Auslegung und Simulation des optimierten Kühlsystems

Im Folgenden wird auf die generelle Vorauslegung einiger Kühlsystemkomponenten eingegangen. Die Grundlagen der Überlegungen basieren hierbei überwiegend auf Erkenntnissen aus der Vermessung und den Simulationsmodellen des HyMotion2. Es werden Parametervariationen, darauf aufbauend Sensitivitätsanalysen, sowie allgemeine Abschätzungen durchgeführt, die zu einer groben Auslegung der entsprechenden Komponenten für das Brennstoffzellenfahrzeug HyMotion3 führen sollen. Die weiterführende Komponentenauslegung lässt sich nur unter Einbeziehung des neuen Stapelmoduls und Gesamtsystems durchführen und wird in Kap. 7 erörtert werden.

### 6.1 Sensitivitätsanalysen

Die Sensitivitätsanalyse ist eine Analyseform für komplexe Systeme und Probleme, bei der einfache Wirkbeziehungen zwischen Systemvariablen zu einem Wirkungsnetz verbunden werden und mittels derer Aussagen über das Systemverhalten getroffen werden können. Bei einer Sensitivitätsanalyse findet eine Grenzbetrachtung der Ergebnisse statt. Dabei wird jeweils ein Parameter verändert, wodurch der Einfluss von Inputfaktoren auf bestimmte Ergebnisgrößen untersucht wird. Die Analyse kann mathematisch durch das Analysieren von Modellgleichungen oder auch durch die Verwendung von variierten einzelnen Inputfaktoren (Iterationsverfahren) erfolgen und infolgedessen einen Vergleich der Ergebnisse mit dem Ergebnis des Standardinputs erzielen. [SCH01]

Demnach erlaubt die Sensitivitätsanalyse sowohl eine qualitative als auch quantitative Aussage über die zu erwartende Veränderung des Systemverhaltens infolge einer Parametervariation. Zunächst kommt die Optimierung der Wärmeabfuhr des Kühlers für eine Sensitivitätsanalyse in Betracht, wobei der Kühler des HyMotion2 als Basis verwendet wird. Als Ausgangswerte werden die Betriebsbedingungen bei der Vermessung im Klimawindkanal gemäß Tabelle 6.1 zugrunde gelegt.

Tab. 6.1: Ausgangsbetriebsbedingungen der Sensitivitätsanalyse

Parameter	Einheit	Wert
<i>Außentemperatur</i>	°C	25
rel. Feuchte	%	30
<i>Umgebungsdruck</i>	mbar	1007
<i>Lüfterdrehzahl</i>	1/min	0
<i>Widerstandsparameter</i>	-	7,25
<i>Kühlmittelvolumenstrom</i>	l/min	61,3
Kühlmitteldruck	bar	1,68
<i>Kühlerbreite</i>	mm	632
<i>Kühlerhöhe</i>	mm	400
<i>Blocktiefe</i>	mm	54
abgeführte Wärmemenge	kW	20,7
Fahrgeschwindigkeit	km/h	110

Ausgehend von diesen Betriebsbedingungen werden die kursiv dargestellten Werte um jeweils 10 und 20 % vom Ausgangswert erhöht und reduziert. Ausnahmen hierbei stellen die Lüfterdrehzahl sowie die Blocktiefe des Kühlers dar. Die Lüfterdrehzahl wird in zwei Stufen (1950 1/min und 3900 1/min) variiert. Die Kühlerblocktiefe kann mit Hilfe des Kühlermodells nicht in feinen Stufen variiert werden, da für jeden Kühler Druckverlust- und Wärmeübertrag-erkennlinien hinterlegt werden müssen, zwischen denen nicht interpoliert werden kann. Für die Sensitivitätsanalyse werden daher die drei hinterlegten Kühlerblocktiefen (34 mm, 43 mm und 58 mm) untersucht.

Die Untersuchung bezieht sich im Folgenden auf die Kühleraustrittstemperatur, die bei den Bedingungen gemäß Tab. 6.1 58,2 °C beträgt. Die sich bei den Änderungen der einzelnen Parameter ergebenden Kühleraustrittstemperaturen sind in Abb. 6.1 dargestellt und auf den Wert der Ausgangskonfiguration bezogen.

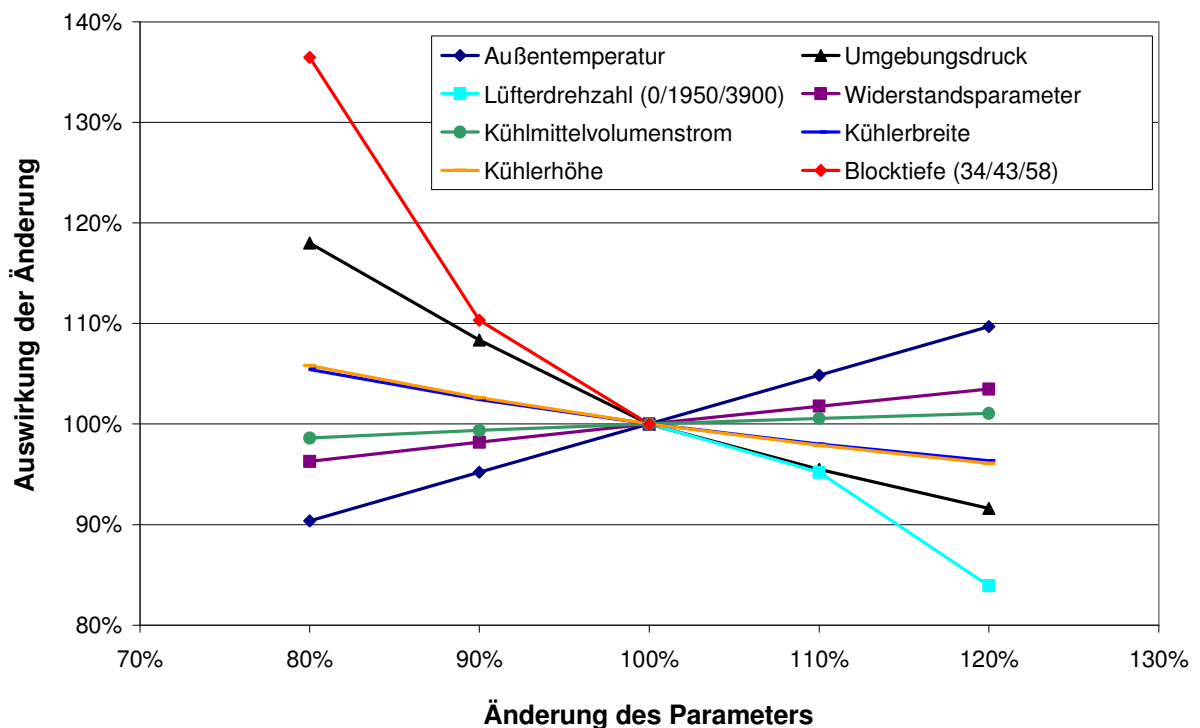


Abb. 6.1: Sensitivitätsanalyse der Kühleraustrittstemperatur

Eine Erhöhung der wärmeübertragenden Fläche (Kühlerhöhe und -breite) resultiert erwartungsgemäß in einer linearen Absenkung der Kühleraustrittstemperatur. Der Einfluss der Kühlerblocktiefe wirkt sich sehr stark auf die erreichbare Kühleraustrittstemperatur aus, wobei die Änderung der Blocktiefe zwei gegenläufige Effekte hervorruft. Eine größere Blocktiefe erhöht zwar die Kühlerfläche, wodurch bei gleicher Durchströmung des Kühlers mehr Wärme abgeführt werden kann. Jedoch resultiert aus einer größeren Blocktiefe ein höherer luftseitiger Druckverlust des Kühlers, so dass der Luftvolumenstrom durch den Kühler reduziert wird. Diesen beiden Effekten wird in einer separaten Betrachtung in Kap. 6.2 nachgegangen. Die Reduktion des Widerstandsparameters birgt ein sehr hohes Optimierungspotential. Wie in Kap. 5.1 beschrieben, stellt dieser den luftseitigen Druckverlust des Motorraumes sowie Leckageströmungen dar. Es muss zukünftig versucht werden, die



Luftabströmung hinter dem Kühler zu gewährleisten und durch Abdichtung Leckageströme zu vermeiden. Die Erhöhung des Umgebungsdrucks hat ebenfalls einen erheblichen Einfluss auf die Kühleraustrittstemperatur, wobei sich der Druck in der Realität nur sehr gering ändert. Dennoch kann eine Luftdruckabsenkung insbesondere bei Steigungsfahrten und großen geodätischen Höhen einen negativen Einfluss auf die Wärmeabfuhr haben. Die Änderung der Außentemperatur bewirkt einen linearen Verlauf der Auswirkung. Die relative Feuchte der Umgebungsluft sowie der Kühlmitteldruck hingegen haben einen zu vernachlässigenden Einfluss auf den Kühler und seine Leistungscharakteristik. Im Falle des Kühlers lassen sich durch die Sensitivitätsanalyse drei maßgebliche Größen identifizieren, deren Optimierung positive Auswirkungen auf die Wärmeabführung hat. Dies sind die wärmeübertragende Fläche des Kühlers, dessen luftseitige Durchströmung sowie die Lüfterauslegung.

## 6.2 Kühlerauslegung

Ausgehend vom kalibrierten luftseitigen Modell in KULI lassen sich Parametervariationen durchführen, die eine Optimierung des Kühlers ermöglichen. Die Breiten- und Höhenabmessungen des Kühlers sind jedoch durch den Aufnahmerahmen begrenzt, so dass im Folgenden lediglich die Kühlerblocktiefe variiert wird. Zum einen wird durch eine Erhöhung der Blocktiefe die wärmeübertragende Fläche vergrößert und somit die Wärmeübertragungscharakteristik verbessert. Zum anderen steigt mit der Blocktiefe der Druckverlust auf der Luftseite, womit sich der Luftdurchsatz durch den Kühler reduziert. Zwischen diesen beiden Zusammenhängen gilt es, die optimale Kühlerblocktiefe zu ermitteln. Diese Parametervariation ist jedoch in KULI nicht implementiert, da für jede Kühlerblocktiefe ein neues Wärmeübertragerkennfeld hinterlegt werden muss. Es wird folglich die Performance der bisher vermessenen Kühler untersucht und gegenübergestellt. Hierbei handelt es sich um Kühler mit den Blocktiefen 34, 43, und 58 mm, wobei letzterer im HyMotion2 verbaut ist. Abb. 6.2 zeigt die sich bei den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten ergebenden Luftmassenströme durch die einzelnen Kühler. Es sind die Luftdurchsätze für den Betrieb mit und ohne Lüfter dargestellt.

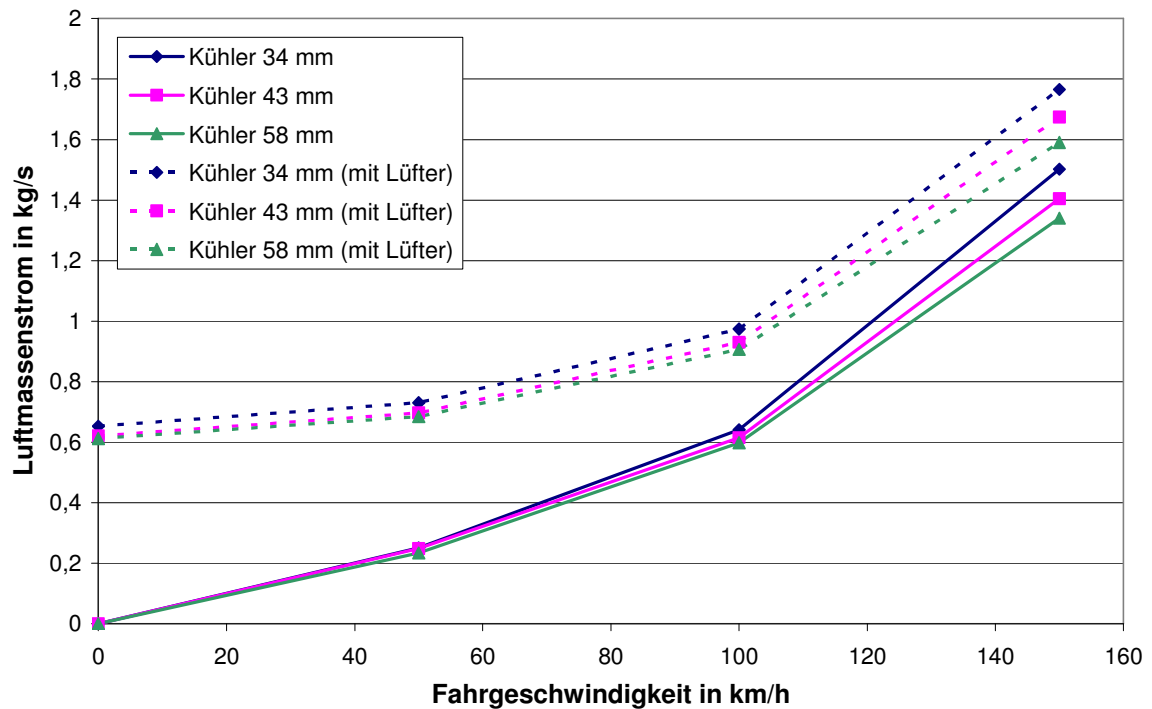


Abb. 6.2: Luftmassenströme der Kühler für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten (mit und ohne Lüfter)

Gemäß den Erwartungen nimmt der Kühlerluftmassenstrom bei geringeren Blocktiefen durch den niedrigeren Druckverlust zu.

Dieser Effekt fällt sehr gering aus und steigt mit höheren Fahrgeschwindigkeiten. Zudem ist der Lüftereinfluss erkennbar, der sich bei hohen Geschwindigkeiten verringert. Ausgehend von diesen Erkenntnissen wird in der nächsten Simulation die Kühleraustrittstemperatur bei den für die jeweiligen Fahrgeschwindigkeiten erforderlichen Wärmeleistungen berechnet. Dabei sind die korrespondierenden Kühlmittelvolumenströme sowie Umgebungsluftbedingungen von 30 °C und 30 % relativer Feuchte vorgegeben worden. Die Temperaturen der Abb. 6.3 stellen die sich bei der Konstantfahrt ergebenden stationären Kühleraustrittstemperaturen für die vorgegebenen an die Fahrleistung gekoppelten abzuführenden Wärmeströme dar. Die Temperaturbegrenzung, die durch das Stapelmodul bedingt ist, liegt bei 80 °C.

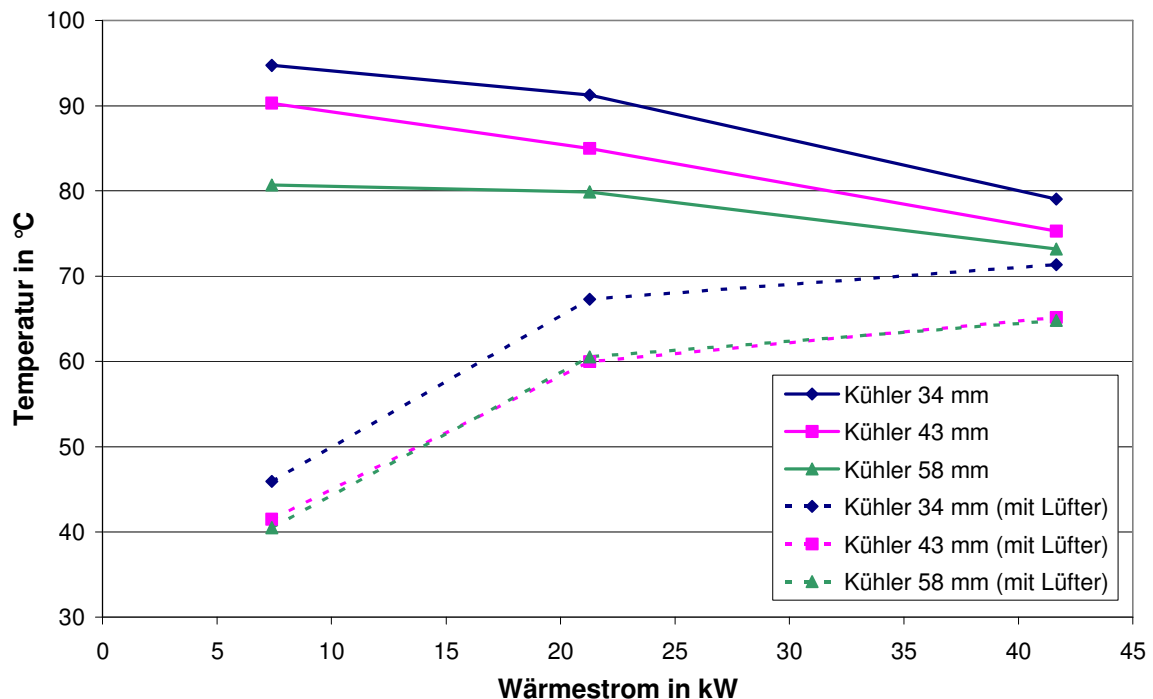


Abb. 6.3: Kühleraustrittstemperaturen der Kühler bei den entsprechenden Wärmeströmen (mit und ohne Lüfter)

Die Kurven für den Betrieb ohne Lüfter liegen bei niedrigen Wärmeströmen bedingt durch die niedrigen Fahrgeschwindigkeiten oberhalb der Grenze und fallen mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Der Kühler mit der höchsten Blocktiefe erreicht hierbei die niedrigste Temperatur. Bei zunehmenden Fahrgeschwindigkeiten ist aufgrund des überproportional steigenden Wärmestromes mit wieder steigenden Kühleraustrittstemperaturen zu rechnen. Der Betrieb der Lüfter wirkt sich insbesondere bei niedrigen Leistungen erheblich auf das Temperaturniveau aus. Die Wärmeübertragungsleistung der Kühler mit 43 und 58 mm Blocktiefe ist jedoch annähernd gleich. Zudem nähern sich zu höheren Geschwindigkeiten hin die Temperaturen denen der Berechnung ohne Lüfter an (Überblasen der Lüfter). Insgesamt lässt sich aus diesen Betrachtungen folgern, dass der Bestpunkt für den Fall des Lüfterbetriebs mit der Wahl der Kühlerblocktiefe von 58 mm erreicht ist. Größere Kühler würden durch den erhöhten Druckverlust zu keiner besseren Wärmeabfuhr führen. Für den Betrieb ohne Lüfter bestehen noch Potentiale in der Erhöhung der Blocktiefe. Da aber insgesamt das Temperaturniveau zu hoch ist, ist der zeitweilige Lüfterbetrieb unumgänglich. Folglich bietet die Blocktiefe des Kühlers selbst kein erhebliches Optimierungspotential. Sollten sich jedoch die Einbauverhältnisse des Frontendkühlers dahingehend verbessern, dass die Druckverluste durch die Lufteinlässe oder den Einbauwiderstand reduziert werden können, bietet eine Vergrößerung der Kühlerblocktiefe wiederum ein erhebliches Potential. Dies gilt es bei der Auslegung eines optimierten Systems zu überprüfen.

### 6.3 Lüfterauslegung

Die wesentliche Aufgabe der Lüfter besteht darin, insbesondere bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten (Stop&Go-Betrieb, Steigungsfahrten, etc.) für eine ausreichende Durchströ-

mung des Kühlers zu sorgen. Nur in seltenen Fällen (hohe Außentemperaturen) wird es erforderlich sein, sie bei hohen Fahrgeschwindigkeiten zuzuschalten. Oftmals stellt die Lüfterhutze bei diesen Betriebsbedingungen einen zusätzlichen Widerstand der Luftströmung dar. Ferner werden durch die übliche Positionierung stromabwärts hinter dem Kühler die Abströmverhältnisse maßgeblich verschlechtert und der für weitere Systemkomponenten erforderliche Bauraum eingeschränkt.

Ziel der im Folgenden beschriebenen Überlegungen ist es, die Lüfter- und Hutzenauslegung diesen Anforderungen anzupassen. In einem ersten Schritt werden die Lüfter entgegen der bei VW üblichen Positionierung vor den Kühler verlagert und als drückende Lüfter ausgeführt. Der bisher nicht genutzte Bauraum vor dem Kühler kann mit geringfügigen Änderungen am Stoßfängerquerträger derart vergrößert werden, dass eine Lüfterhutze integriert werden kann. Hierdurch vergrößert sich der Abstand zwischen der Kühlerfläche und den Komponenten im Vorderwagen des Fahrzeugs. Durch diesen Bauraumgewinn kann die aus dem Kühler austretende Luft besser nach unten abströmen und der luftseitige Einbauwiderstand (siehe Kap. 5.1) wird reduziert. Bei dieser Konfiguration behalten die Lüfter ihre Drehrichtung bei und drücken gemäß Abb. 6.4 (rechts) die Luft durch den Kühler.

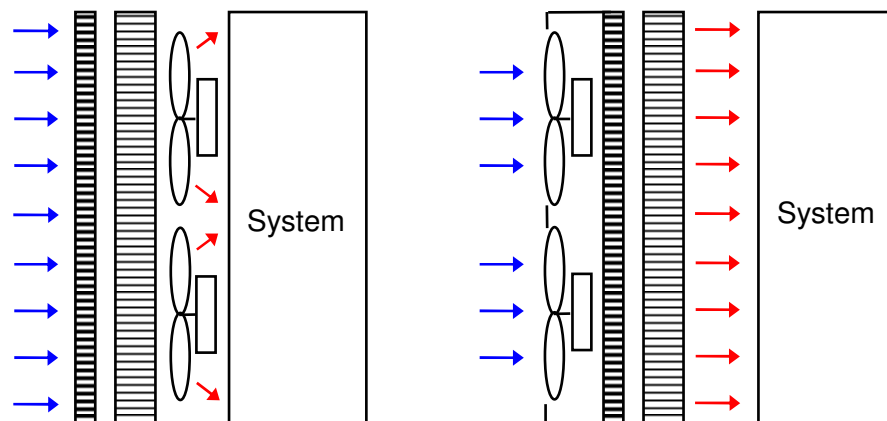


Abb. 6.4: Schemata der Lüfterpositionierungen von oben (links: saugende Lüfter, rechts: drückende Lüfter)

Ein weiterer Vorteil, der sich durch die Vorverlagerung der Lüfter ergibt, ist der durch die Bautiefe der Lüftermotoren sowie den Klimakondensator bedingte vergrößerte Abstand zwischen den Lüftern und dem Kühler. Dieser Abstand ermöglicht eine Homogenisierung der Luftströmung vor dem Eintritt in den Kühler und somit annähernd eine Durchströmung der gesamten zur Verfügung stehenden Kühlerfläche.

Um Leckageströmungen um den Kühler herum zu verhindern, ist es sinnvoll, die Lüfter mittels einer Hutze gegenüber dem Kühler abzudichten. Somit ist sichergestellt, dass sämtliche durch die Kühlerschutzgitter in den Vorderwagen eintretende Luft durch den Kühler geführt wird. Bei Lüfterbetrieb wird diese Luft durch den Kühler gedrückt. In Betriebszuständen ohne Lüfterbetrieb (insbesondere bei hohen Fahrgeschwindigkeiten) jedoch wirkt sich die Hutze eher nachteilig auf die luftseitige Durchströmung des Kühlers aus. Aus diesem Grund werden in die Hutze sog. Staudruckklappen integriert. Es handelt sich hierbei um

rechteckige Öffnungen in den freien Flächen der Lüfterhutze, die mit nach innen in die Hutze klappbaren Gummilippen versehen sind. Diese Lippen halten bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten ( $< 50 \text{ km/h}$ ) die Öffnungen in der Hutze aufgrund der Schwerkraft geschlossen. Beim Lüfterbetrieb werden die Lippen durch die negative Druckdifferenz zwischen Außen- und Innenseite der Hutze ebenfalls verschlossen. Jedoch bei Fahrgeschwindigkeiten über  $50 \text{ km/h}$  und nicht angetriebenen Lüftern wird die Schwerkraft durch den Staudruck überwunden und die Gummilippen öffnen sich nach innen, wodurch neben den Lüfteröffnungen weitere Einströmflächen durch die Hutze freigegeben werden. Abb. 6.5 zeigt das verwendete Kühler-/Lüftermodul.

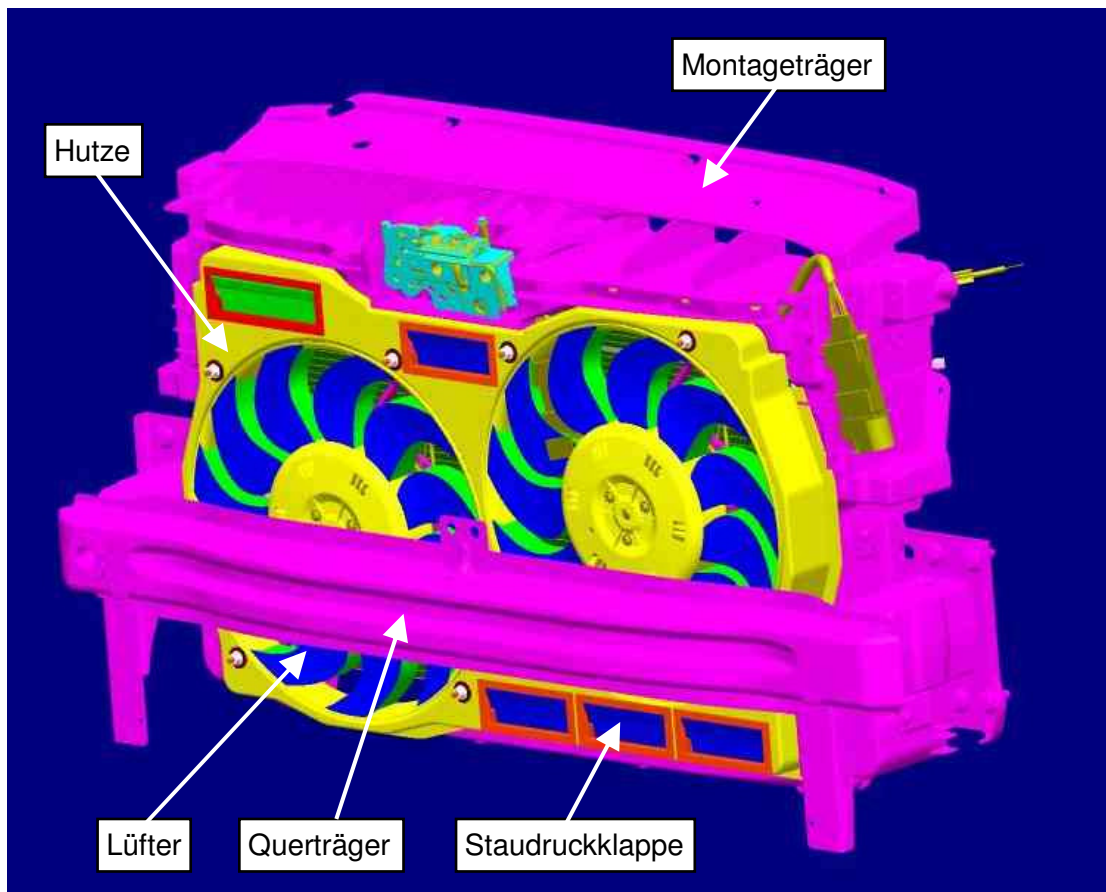


Abb. 6.5: Kühler-/Lüftermodul des HyMotion3

Erkennbar sind die drückenden Lüfter, die mittels der Hutze am Montageträger des Vorderwagens angebunden sind. In der Hutze sind insgesamt fünf Staudruckklappen vorgesehen. Der Kühler und der Klimakondensator sind im Montageträger gelagert. Der gesamte Aufbau wird als eine Baugruppe an den Längsträgern montiert. Durch einen erforderlichen Freigang zwischen Lüfter und Querträger von ca.  $5 \text{ mm}$  ist ein Vorverlagern des Querträgers um  $10 \text{ mm}$  erforderlich. Somit wird verhindert, dass die Lüfter durch Schwingungen am Querträger anschlagen können.

Auf Basis des noch nicht durch Messungen im Klimawindkanal kalibrierten, aber mit einer Abschätzung für den Einbauwiderstand parametrisierten Simulation der Kühler- und Vorderwagendurchströmung, kann bereits zu diesem frühen Zeitpunkt eine Prognose über die

luftseitige Kühlerdurchströmung gestellt werden, deren Ergebnisse in Abb. 6.6 aufgezeigt sind.

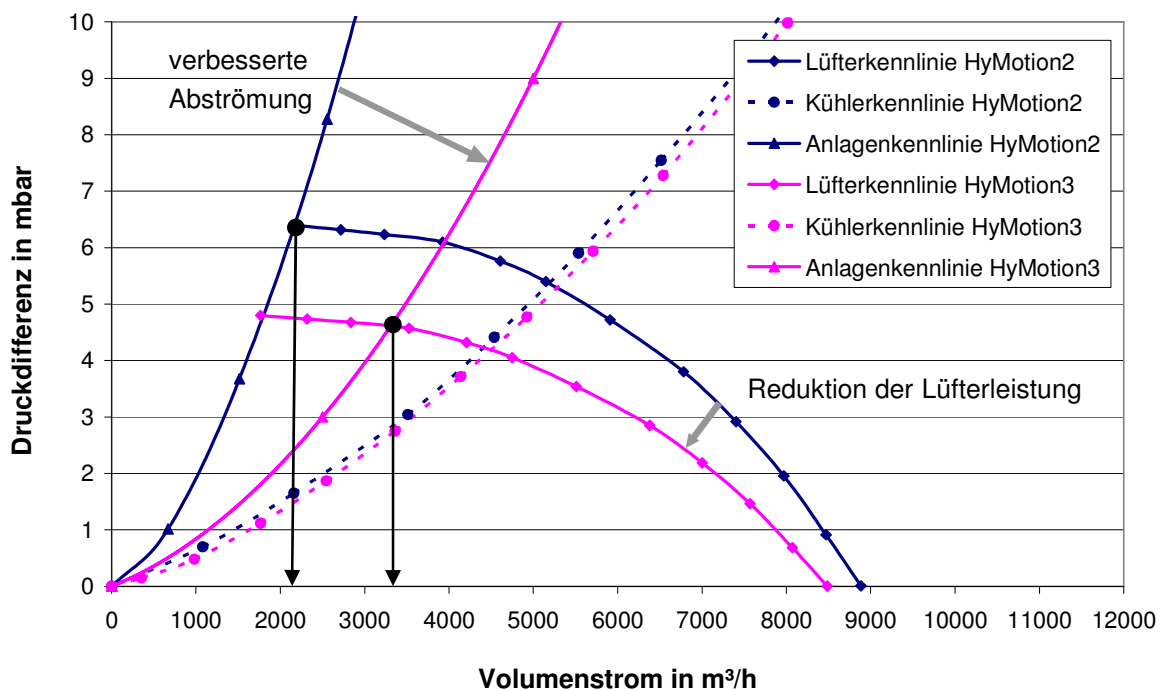


Abb. 6.6: Gegenüberstellung der Lüfter- und Anlagenkennlinien von HyMotion2 und HyMotion3

Hierbei wird angenommen, dass die Lüfterkennlinie beim HyMotion3 aufgrund der geringeren Lüfterleistung (1200 W vs. 1600 W) näher an den Koordinatenursprung verschoben ist. Die Kühlerkennlinie (Druckverlust) des HyMotion3-Kühlers beruht auf einer Vermessung des bereits gefertigten Kühlers. Er ist nur unwesentlich niedriger als beim HyMotion2. Die auf einer Abschätzung des Einbauwiderstandes beruhende Berechnung des HyMotion3-Gesamtvorderwagen-Druckverlustes ergibt eine erheblich flachere Anlagenkennlinie als beim HyMotion2. Hierdurch lässt sich bei stehendem Fahrzeug und maximaler Lüfterdrehzahl eine Steigerung des Luftvolumenstromes um ca. 50 % prognostizieren, die sich im Wesentlichen auf die bessere Kühlluftabströmung hinter dem Kühler zurückführen lässt. Es kann gezeigt werden, dass die Reduzierung des Luftvolumenstromes aufgrund der geringeren Lüfterleistung durch die bessere Abströmung hinter dem Kühler überkompensiert wird. Im späteren Verlauf dieser Arbeit werden diese Prognosen durch Berechnungen mit dem kalibrierten Modell bzw. durch Messungen am realen Fahrzeug validiert.

## 6.4 Thermostatauslegung

Die Vermessung des Thermostatventils auf dem Laborsystems hat ergeben, dass das Wachselement sehr träge auf eine Temperaturänderung des Kühlmittels reagiert und zudem eine Hysterese aufweist. Durch diese beiden Effekte kann es bei großen Lastsprüngen durchaus zum starken Überschwingen der Kühlmitteltemperatur kommen. Zudem wird durch das proportionale Regelverhalten des Wachselements eine nicht zu vernachlässigende Regelabweichung hervorgerufen. Aufgrund der resultierenden ungleichmäßigen Temperierung des Stapelmoduls werden kurzfristig der Wirkungsgrad und langfristig die Lebensdauer des Moduls negativ beeinflusst.

Für ein optimiertes System sollte das Ziel verfolgt werden, die Stapelmoduleintrittstemperatur über einen möglichst weiten Betriebsbereich konstant zu halten. Hierzu stehen verschiedene Arten von Thermostaten zur Verfügung. Zum einen kann sich durch ein Wachsthermostat mit zusätzlicher Heizpatrone maßgeblich die Dynamik beim Kaltstart verbessern lassen und somit ein Überschwingen der Stapelmoduleintrittstemperatur verhindert werden. Letztlich wird jedoch hierdurch bei der Reduktion der Last die Thermostatträgheit nicht beeinflusst wodurch die Temperatur unter den Sollwert sinken kann. Zum anderen lassen sich für die Temperaturregelung elektronische Dreh- oder Ringschieberventile einsetzen, die im Wesentlichen als 3/2-Wege-Proportionalventile fungieren. Sie verfügen über einen Antriebsmotor, der die Öffnungsquerschnitte der beiden Seiten in feiner Abstufung freigeben kann. In Verbindung mit einer Temperaturmessstelle am Stapelmoduleintritt wird somit ein geschlossener Regelkreis realisiert. In Abb. 6.7 sind die Öffnungszeiten der beschriebenen Thermostatvarianten gegenübergestellt.

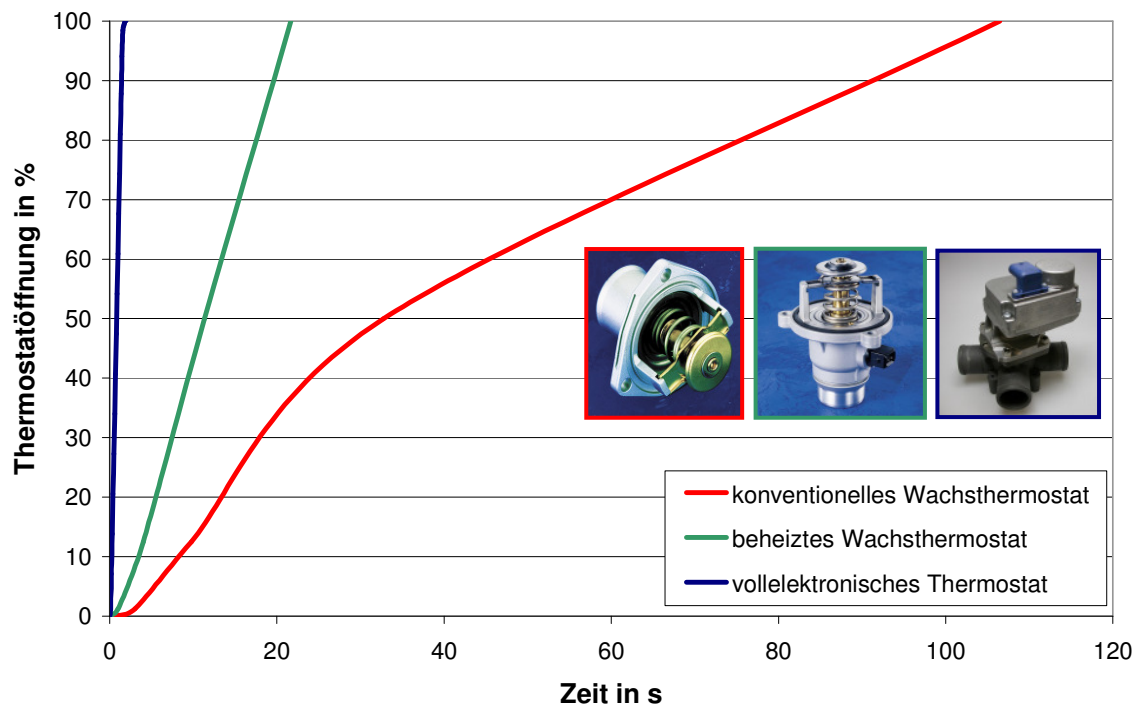


Abb. 6.7: Reaktionszeiten der verschiedenen Thermostatvarianten

Die Abbildung verdeutlicht, dass bei einem elektronisch geregelten Thermostat die Reaktionszeit, die ausschließlich durch die Drehgeschwindigkeit des Antriebs bedingt ist, erheblich verkürzt werden kann. Hierdurch lassen sich mittels eines auf die Regelstrecke abgestimmten PI-Reglers Temperaturüberschwinger sowie sonstige Regelabweichungen vermeiden.

Prinzipiell kommen für die Verwendung im optimierten System zwei verschiedene Varianten von elektronischen Drehschieberthermostaten in Betracht. Eine davon zeichnet sich durch einen sehr geringen kühlmittelseitigen Druckverlust ( $< 50$  mbar bei 120 l/min) aus, wobei eine geringe Leckage zwischen Kühler- und Bypassseite von 6 l/min in Kauf genommen werden muss. Das zweite Thermostat hat zwar keine Leckage, erzeugt aber einen um Faktor 3 höheren Druckverlust. Zwar wirkt sich ein Leckagevolumenstrom durch den Kühler insbesondere in der Startphase negativ auf die Aufheizzeit aus, jedoch kann durch den geringen Druckverlust ein erheblich größerer Volumenstrom erreicht werden. Da dieser zum Erreichen von hohen Stapelmoduleleistungen erforderlich ist, wird der druckverlustoptimierte Drehschieberthermostat für die weitere Verwendung ausgewählt.

Das ausgewählte Thermostat ist zu Versuchszwecken in das Laborsystem integriert worden. In Abb. 6.8 sind die sich einstellenden Stapelmodulein- und -austrittstemperaturen der Konstantfahrten im Klimawindkanal (Verwendung des Dehnstoffthermostat) denen des Laborsystems (Verwendung des elektronischen Drehschiebers) gegenübergestellt.

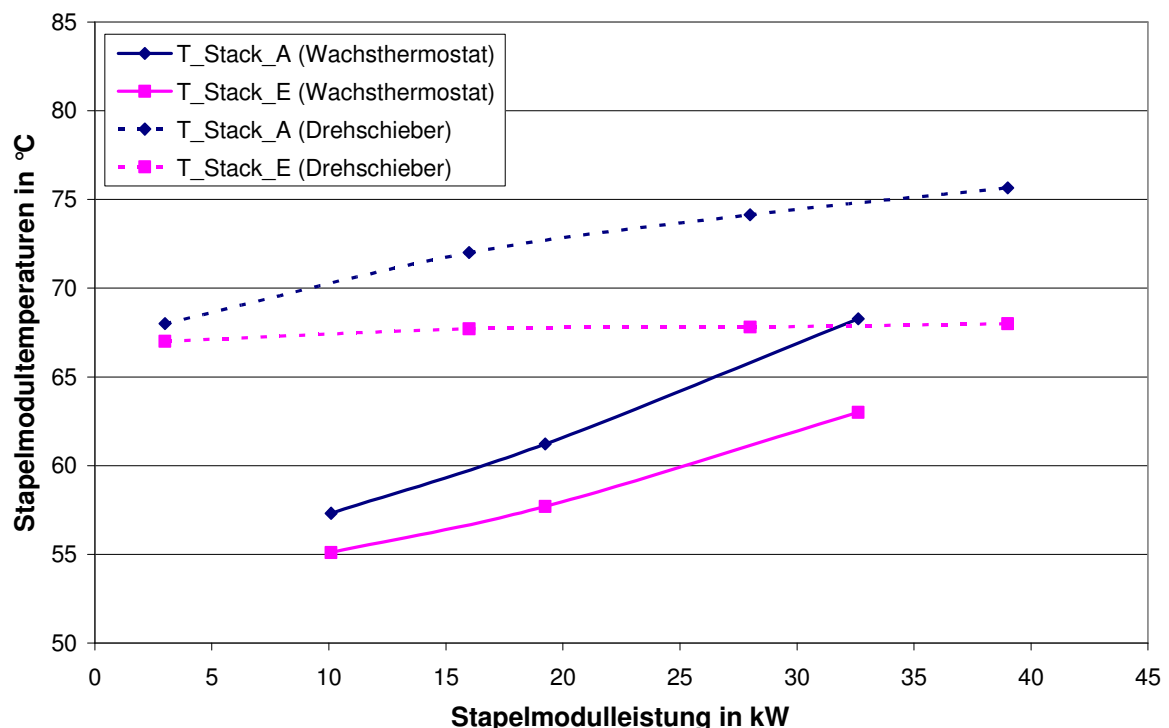


Abb. 6.8: Gegenüberstellung des stationären Thermostatregelverhaltens

Während der Versuche auf dem Laborsystem ist die Solltemperatur für den Stapelmoduleintritt auf 68 °C vorgegeben worden. Entgegen der großen Regelabweichung des Dehnstoffthermostaten ermöglicht der Drehschieber in den stationären Messpunkten eine Einstellung der Solltemperatur nahezu ohne Regelabweichung. Die Reglerparameter für den dynami-



schen Betrieb hängen jedoch sehr stark vom Aufbau des Kühlsystems ab und müssen auf die jeweilige Regelstrecke separat abgestimmt werden. Das Vorgehen hierzu wird in Kap. 7 näher beschrieben.

### 6.5 Auswahl des Kühlmittels

Aufgrund der Korrosionsproblematik ist, wie in Kap. 4.3 beschrieben, die Auswahl der zu verwendenden Materialien im Kühlkreislauf stark eingeschränkt. Um in Zukunft die Bandbreite von Konstruktionsmaterialien zu erweitern und in zunehmendem Maße auf serientaugliche Werkstoffe und Fertigungsverfahren zurückgreifen zu können, ist ein Kühlmittel ausgewählt worden, welches durch den Zusatz von nicht-ionischen Inhibitoren die Problematik der Korrosion entschärft. Es handelt sich hierbei um ein speziell für Brennstoffzellenanwendungen entwickeltes Gemisch aus Wasser und Monoethylenglykol mit einem Mischungsverhältnis von 50:50. Im Vergleich zu deionisiertem Wasser besitzt das Wasser-Glykol-Gemisch eine frostschtzende Wirkung bis  $-36\text{ }^{\circ}\text{C}$ , wodurch von Seiten des Kühlsystems der Start und Betrieb bei Frost ermoglicht wird.

### 6.6 Auslegung des Ionentauschers

Für die Auslegung des Ionentauschers werden die Ioneneinträge, die beim HyMotion2 ermittelt wurden, herangezogen. Die Daten können für eine Abschätzung des erforderlichen Harzvolumens verwendet werden, da die Kühlsystemmaterialien die gleichen sind und die benetzten Kühlsystemoberflächen in der gleichen Größenordnung liegen. Demzufolge wird für die geforderte Standzeit von 500 Stunden und 15.000 km ein Harzvolumen von 0,7 l verwendet. Bei der Konstruktion des Gehäuses ist erfahrungsgemäß ein festes Längen- zu Breitenverhältnis von etwa 7:1 einzuhalten, um eine ausreichende Verweilzeit des Kühlmittels im Filter zu erreichen. Bei einer Harzmenge von 0,7 l ergibt sich somit ein zylindrisches Rohr mit einer Länge von 350 mm und einem Durchmesser von 50 mm. In Ein- und Auslassstutzen des Gehäuses sind Siebe integriert, die das eingefüllte Harz, welches einen mittleren Durchmesser von 1 mm hat, zurückhalten. Der Volumenstrom durch den Ionentauscher darf einen von der Geometrie abhängigen maximalen Wert nicht überschreiten, um Kanalbildung (siehe Kap. 4.2) zu vermeiden. Die zulässige Leerrohrgeschwindigkeit des Ionentauschers beträgt 60 m/h. Bei einem Durchmesser von 50 mm ergibt sich ein zulässiger maximaler Volumenstrom von etwa 2 l/min. Der Druckverlust des Ionentauschers beträgt bei diesem Volumenstrom etwa 700 mbar. Die Ionentauscherpatrone wird hinter der Kühlmittelpumpe in einer Rückführung in den Ausgleichbehälter verschaltet. Somit wird sichergestellt, dass beim Betrieb des Systems ein kontinuierlicher Teilvolumenstrom durch den Filter gefördert wird.

## 7 Aufbau des optimierten Systems

Beim Aufbau eines neuen Brennstoffzellensystems sind neben den bisher beschriebenen Optimierungen weitere Verbesserungen bei der Luft- und Wasserstoffversorgung sowie dem Stapelmodul vorgesehen, denen auch das Kühlsystem Rechnung tragen muss. Im Folgenden werden die einzelnen optimierten Systemkomponenten vorgestellt und erläutert, inwiefern diese Auswirkungen auf die Kühlsystemauslegung und -verschaltung haben.

### 7.1 Brennstoffzellenstapelmodul

Das für den HyMotion3 verwendete Stapelmodul weist gegenüber dem Vorgänger eine Reihe von Neuerungen auf, die sich direkt auf die Medienführung, die Steuerung und die Verschaltung der Systemkomponenten auswirken.

Das neue Stapelmodul besteht aus zwei Brennstoffzellenstapeln, die über jeweils 204 Einzelzellen verfügen. Die aktive Zellfläche des gesamten Stapelmoduls ist um ca. 60 % gesteigert worden, woraus eine Maximalleistung von 110 kW resultiert. Bei gleicher Leistung ergibt sich somit eine vergleichsweise niedrigere Stromdichte als beim Stapelmodul des HyMotion2. Dadurch wird das Stapelmodul in einem wirkungsgradgünstigeren Bereich betrieben, wobei jedoch die Abmessungen und die Masse des Stapelmoduls leicht gestiegen sind. Um die Systemeffizienz weiter zu steigern, ist das Stapelmodul für einen niedrigeren Systemdruck der Medien ausgelegt. Hierdurch kann die parasitäre Leistung des Luftverdichters erheblich gesenkt werden. Die maximal zulässige Betriebstemperatur des Stapelmoduls ist von 80 °C auf 90 °C gesteigert worden, wodurch die anfallende Abwärme besser am Kühler abgeführt werden kann. Die Medienführung innerhalb des Stapelmoduls ist derart gestaltet, dass flüssig anfallendes oder nach dem Betrieb kondensierendes Produktwasser besser abgeführt werden kann und nicht die Kanäle verstopft. Hierdurch und durch eine spezielle Beschichtung der Gasdiffusionsschichten ist zukünftig der Froststart bei Temperaturen bis zu -15 °C möglich, wobei das System besondere für den Froststart erforderliche Randbedingungen erfüllen muss. Eine weitere Optimierung besteht in der Katalysatorbesetzung der Elektroden, die den widrigen Betriebsbedingungen bei niedrigen, im extremen Fall auch negativen Zellspannungen kurzzeitig standhält.

### 7.2 Luftversorgung

Die Luftversorgung dient, wie in Kap. 3.3 beschrieben, der Zufuhr von Luft unter vorgegebenem Druck, Massenstrom, Temperatur und Feuchte, wobei die am Kathodeneintritt vorliegenden Bedingungen maßgeblich an die Stapelmodulstromstärke anzupassen sind. Weitere Aspekte der Luftversorgung sind die Reinheit der zugeführten Luft sowie die Schallemissionen des Luftverdichters. Letztere werden durch an die Leitungslängen und Durchmesser angepasste Resonatoren reduziert. Ein Aktivkohlefilter vor dem Ansaugstutzen des Verdichters sorgt für die Filtration von Staub und schädlichen Gasen in der angesaugten Umgebungsluft.

Eine besondere Bedeutung kommt der Befeuchtung des Kathodengases zu. Entgegen der bisher verwendeten Befeuchtung durch Wassereinspritzung in den Luftstrom wird beim

neuen System ein Gas-/Gas-Befeuchter eingesetzt. Dieser hat den Vorteil, dass kein separater Befeuchtungswasserkreislauf mehr verwendet werden muss, was die Darstellung eines froststartfähigen Systems vereinfacht. Bei dem so genannten Hohlfasermodul wird die feuchte Abluft des Stapelmoduls zur Befeuchtung des Frischgasstromes verwendet. Der physikalische Effekt der Kapillarkondensation wird hierbei ausgenutzt.

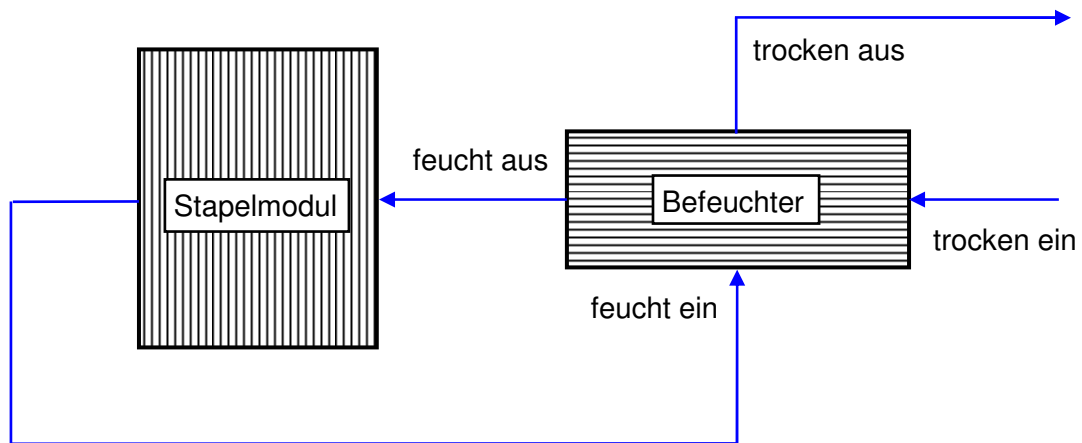


Abb. 7.1: Verschaltung des Hohlfasermoduls

Abb. 7.1 zeigt die prinzipielle Verschaltung des Hohlfasermoduls. Das trockene Frischgas des Kompressoraustritts wird durch mehrere tausend dünne Polymerröhren geleitet. Das feuchte Abgas des Stapelmoduls wird hingegen im Kreuzstrom zu den Röhren geführt und umströmt diese. Innerhalb des Hohlfasermoduls kommt es zu einem Wasserübergang zwischen den einzelnen Rohrrinnen- und -außenflächen.

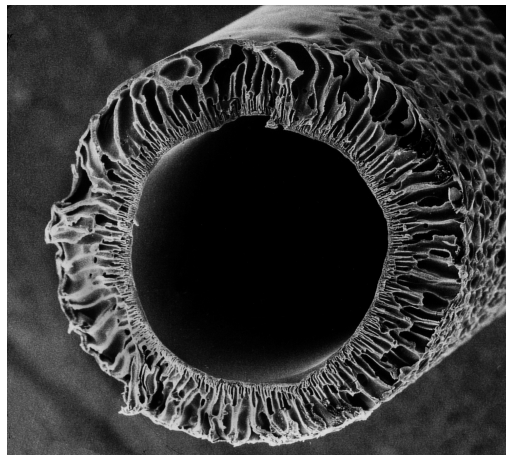


Abb. 7.2: REM-Bild einer einzelnen Hohlfaser

An den feinen Kapillaren an der äußeren Oberfläche der einzelnen Hohlfasern kommt es zur Kondensation des in der Stapelmodulabluft enthaltenen Wassers bereits oberhalb des Taupunktes. Das Wasser strömt durch die Kapillaren, wird an der inneren Oberfläche verdampft und vom trockenen Frischgasstrom aufgenommen. Die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Wasserübertragung sind die Temperaturen, Drücke, Massenströme und Feuchten der beiden eintretenden Stoffströme, wobei die Lebensdauer des Befeuchters stark von der Eintrittstemperatur abhängt. Die zulässige Eintrittstemperatur liegt jedoch bei 90 °C. Um

gerade bei hohen Lasten die Luftaustrittstemperatur des Kompressors zu senken, ist die Verwendung eines Ladeluftkühlers erforderlich.

Die Auslegung dieses Gas-/Wasser-Wärmeübertragers erfolgt im Sinne einer worst-case-Betrachtung. Hierzu sind in Abb. 7.3 die sich ergebenden Kompressoraustrittstemperaturen in Abhängigkeit des Luftmassenstromes und Druckverhältnisses bei einer Luft Eintrittstemperatur in den Kompressor von 20 °C abgebildet.

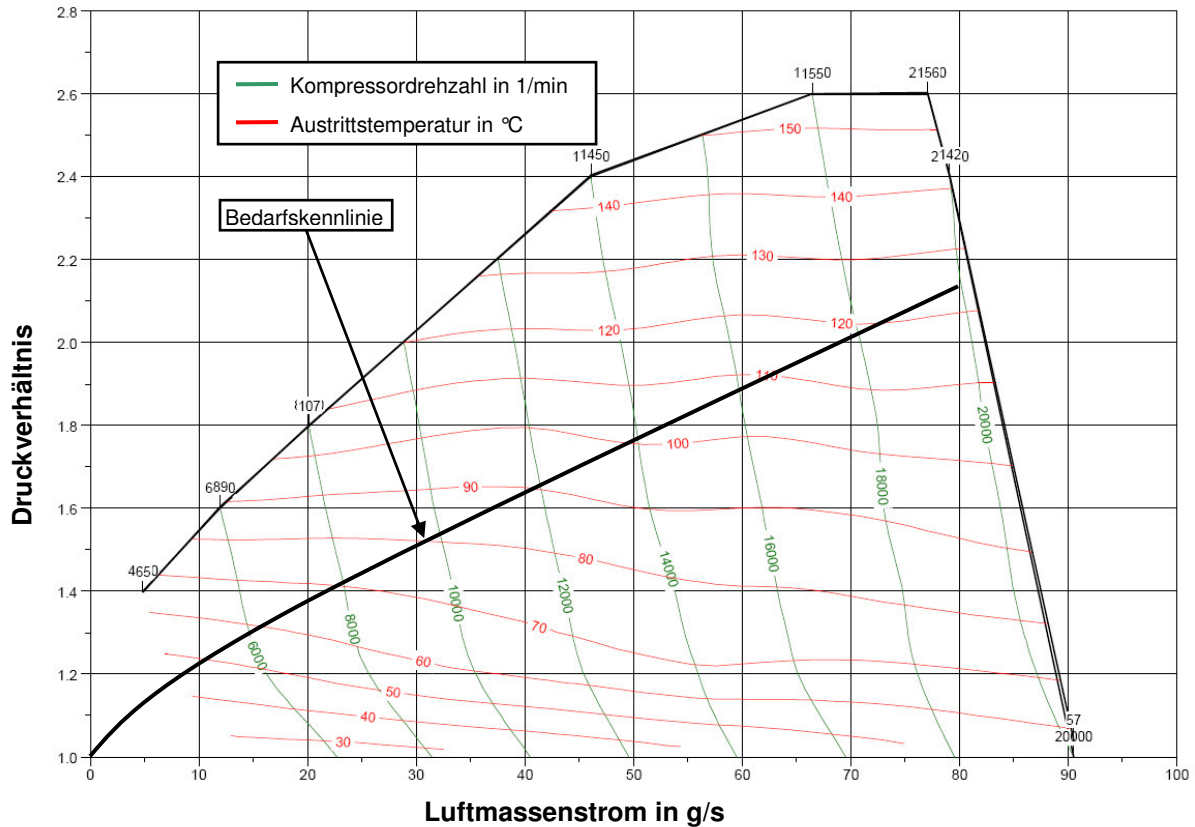


Abb. 7.3: Kompressorkennfeld mit eingezeichneter Bedarfskennlinie des Stapelmoduls

Bei Maximallast wird ein Luftmassenstrom von ca. 80 g/s bei einem Stapelmoduleintrittsdruck von 2,1 bar benötigt. Unter der Annahme einer isentropen Verdichtung bestimmt sich die Verdichteraustrittstemperatur aus der Isentropenbeziehung

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left[ \frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (7.1)$$

wobei sich hier der Index 1 auf den Kompressoreintritt und 2 auf den Austritt bezieht. Zusammen mit dem isentropen Verdichterwirkungsgrad,

$$\eta_{sv} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}, \quad (7.2)$$

der bei etwa 0,7 liegt, berechnet sich die reale Austrittstemperatur zu

$$T_2 = T_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{sV}} \cdot \left[ \left[ \frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\}. \quad (7.3)$$

Für den Fall einer Kompressoreintrittstemperatur von 40 °C ergibt sich bei gegebenem Druckverhältnis und Isentropenexponenten eine Verdichteraustrittstemperatur von ca. 145 °C, die es durch einen Wärmeübertrager auf 90 °C abzukühlen gilt.

Die Auslegung des Wärmeübertragers erfolgt über die Berechnung des zu übertragenden Wärmestromes. Mit dem gegebenen Massenstrom und der Temperaturdifferenz errechnet sich dieser gemäß

$$\dot{Q}_{\text{Luft}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (7.4)$$

zu 4,5 kW. Zur Dimensionierung der Wärmeübertragerfläche  $A$  ist gemäß

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta \vartheta_m \quad (7.5)$$

die Kenntnis der mittleren Temperaturdifferenz  $\Delta \vartheta_m$  notwendig. Diese errechnet sich nach

$$\Delta \vartheta_m = \frac{(\vartheta_1' - \vartheta_2'') - (\vartheta_1'' - \vartheta_2')}{\ln \left( \frac{\vartheta_1' - \vartheta_2''}{\vartheta_1'' - \vartheta_2'} \right)} \quad (7.6)$$

aus den Ein- und Austrittstemperaturen der beiden Fluide, wobei die Bezeichnung der Nomenklatur aus Abb. 7.5 folgt.

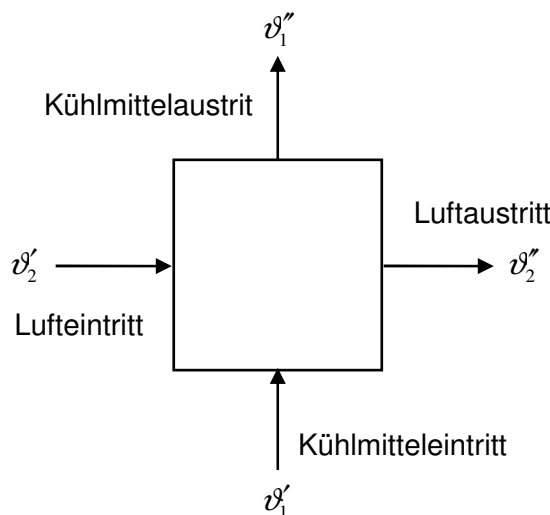


Abb. 7.4: Bezeichnung der Temperaturen des Wärmeübertragers

Im vorliegenden Fall wird zunächst davon ausgegangen, dass der Ladeluftkühler kühlmittel-seitig hinter dem Stapelmodul platziert ist. Demnach entspricht die kühlmittelseitige Eintrittstemperatur der Stapelmodulaustrittstemperatur. Diese kann im worst-case einen maximalen

Wert von 85 °C erreichen, da darüber hinaus eine Leistungsreduktion des Stapelmoduls ausgelöst wird.

Somit ergibt sich in diesem Betriebspunkt eine mittlere Temperaturdifferenz von 21 K, woraus für  $k \cdot A = 216,3 \text{ W/K}$  resultieren. Hier wird zunächst ein Wärmedurchgangskoeffizient auf Basis von Erfahrungswerten zu  $150 \text{ W/(m}^2\text{K)}$  abgeschätzt [CER05]. Daraus resultiert eine Wärmeübertragerfläche von  $1,44 \text{ m}^2$ , wobei hier aufgrund der Unsicherheit bei der Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten ein Faktor von 1,5 zu wählen ist. Die Zeichnung des nach diesen Vorgaben hergestellten Wärmeübertragers ist in Abb. 7.5 abgebildet.

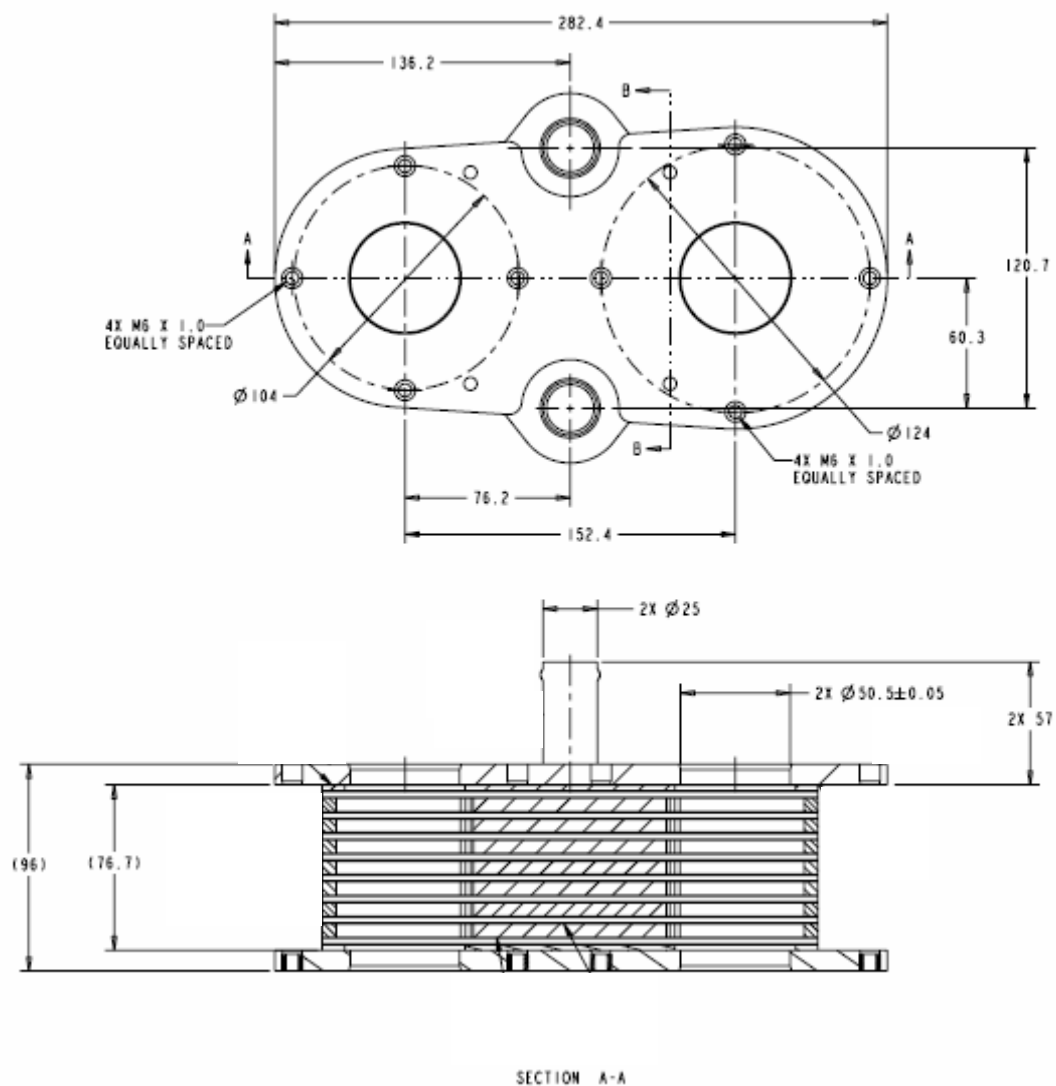


Abb. 7.5: Technische Zeichnung des Luftwärmeübertragers

Es handelt sich um einen aus Aluminium hergestellten Plattenwärmeübertrager mit 8 Schichten auf der Wasser- und 7 Schichten auf der Luftseite. Die Anschlüsse der Luftzu- und -abführung sind als Flansche ausgeführt, um Resonatoren zur Reduktion der Schallemissionen zu integrieren.

Um am Kathodeneintritt in den Leitungen auskondensiertes Wasser, welches die Kanalstrukturen der Bipolarplatten verstopfen könnte, aus dem Gasstrom zu entfernen, ist am Eintritt des Stapelmoduls ein Wasserabscheider vorgesehen.

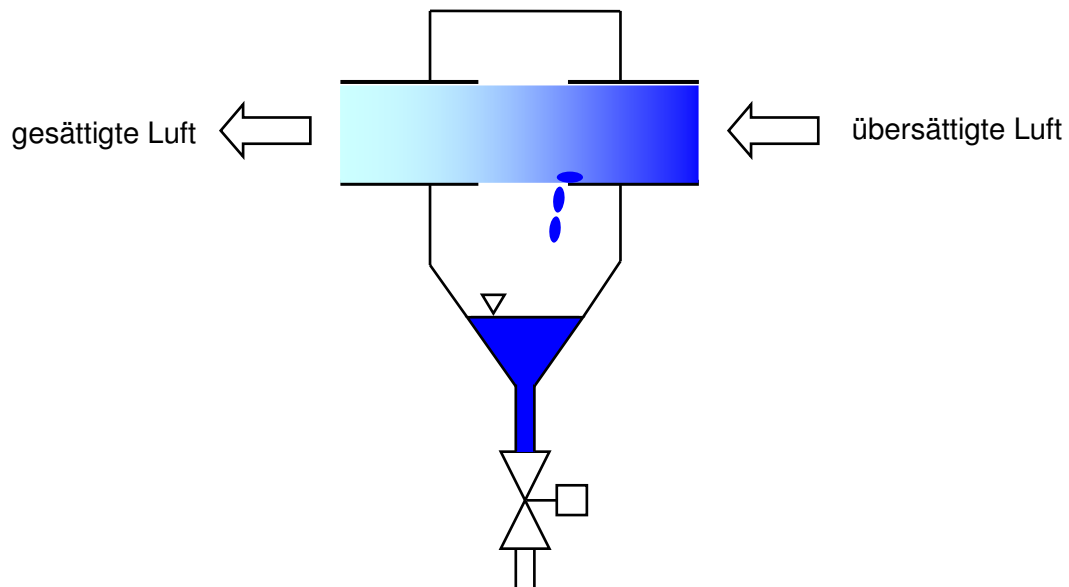


Abb. 7.6: Aufbau des Wasserabscheiders

Beim Wasserabscheider durchströmt die übersättigte Luft ein in einem Behälter geführtes unterbrochenes Rohr. Durch diese Unterbrechung des Rohres reduziert sich die Strömungsgeschwindigkeit und die von der Strömung mitgerissenen Wassertropfen werden durch die Schwerkraft in den Sammelbehälter abgeführt. Bei Erreichen eines vorgegebenen Füllstandes öffnet das Ventil und lässt das gesammelte Wasser an die Umgebung ab. Der Abscheidegrad hängt maßgeblich von der Größe des Rohrspaltes, der Geometrie des Ein- und Auslasses sowie deren Positionen zueinander ab. Jedoch geht ein hoher Abscheidegrad mit einem erhöhten Druckverlust einher, so dass bei der Auslegung des Abscheiders ein Kompromiss zwischen diesen beiden Größen eingegangen werden muss.

Zusätzlich ist ein weiterer baugleicher Abscheider auf der Austrittsseite des Stapelmoduls vorgesehen, der verhindern soll, dass nach dem Abstellen des Systems flüssiges Wasser zurückfließen und das Stapelmodul fluten kann.

### 7.3 Wasserstoffversorgung

Bei der Wasserstoffversorgung wird anstelle der bisher verwendeten drei Strahlpumpen für unterschiedliche Lastpunkte nur noch eine Strahlpumpe in Verbindung mit einem elektrisch betriebenen Verdichter für die Rezirkulation des überschüssigen Wasserstoffes verwendet. Hierbei deckt die Strahlpumpe den oberen Lastbereich ab, wohingegen im unteren und mittleren Lastbereich hauptsächlich der Rezirkulationsverdichter die Rückführung bewirkt. Durch diese Verschaltung aus Abb. 7.7 können die Purgeverluste auf ein Minimum reduziert werden.

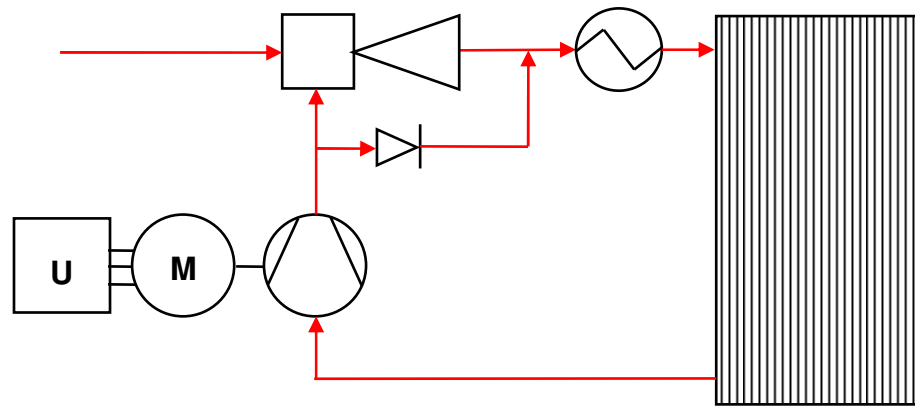


Abb. 7.7: Verschaltung der Strahlpumpe und des Rezirkulationsverdichters

Das Austrittsgas der Anode gelangt zunächst in den Rezirkulationsverdichter, in dem es je nach Betriebspunkt verdichtet wird. Anschließend wird es innerhalb der Strahlpumpe mit dem aus dem Tank zugeführten Wasserstoff vermischt, weiter beschleunigt und dem Stapelmodul wieder zugeführt. Für die Betriebspunkte, in denen die Strahlpumpe einen zu großen Strömungswiderstand darstellt, kann das Gas durch einen Bypass strömen.

Die Minimierung der Purgeverluste erfolgt zum einen dadurch, dass der Rezirkulationsverdichter eine vergleichsweise hohe Strömungsgeschwindigkeit innerhalb der Gasverteilerkanäle im Stapelmodul ermöglicht. Dadurch werden etwaige entstehende Wassertropfen aus den Kanälen ausgetrieben. Zum anderen kann durch die sehr homogene Verteilung des Gases auf die einzelnen Platten sowie über die jeweilige Zellfläche ein höherer Anteil an Inertgasen im Anodenkreislauf akzeptiert werden. Folglich kann das bisher zeitlich gesteuerte zyklische Purgen vermieden werden und ausschließlich ereignisgesteuert erfolgen. Der damit einhergehende Systemwirkungsgradzuwachs wird allerdings teilweise durch die Antriebsleistung des Rezirkulationsverdichters wieder reduziert. Die Verschaltung bringt allerdings den Vorteil mit sich, dass auf der Anodenseite auf eine Befeuchtung des Gases verzichtet werden kann, da zusammen mit dem zurückgeführten Gasgemisch auch ein hoher Wasseranteil rezirkuliert wird. Hingegen erfordert die aktive Rezirkulation den Einsatz eines Wärmeübertragers, der den Gasstrom in hohen Lastpunkten abkühlen soll. Für diesen Wärmeübertrager ist analog zur Auslegung des Ladeluftkühlers eine worst-case-Betrachtung herangezogen worden. Der zu übertragende Wärmestrom von der Wasserstoffseite in das Kühlmittel beträgt hierbei ca. 1 kW, wobei das Gasgemisch bestehend aus Wasserstoff, Stickstoff und gasförmigem Wasser am Eintritt eine Temperatur von ca. 100 °C hat. Diese Werte liegen beim Betrieb eines soeben auf 700 bar betankten Fahrzeugs mit maximaler Rezirkulation vor. Der Wärmeübertrager wird gasseitig hinter der Strahlpumpe platziert.

#### 7.4 Kühlsystem

Das Kühlsystem hat neben der Kühlung des Stapelmoduls die Aufgabe, die beiden Gase zu temperieren, den Fahrgastinnenraum zu heizen sowie weitere Systemkomponenten zu kühlen. Hierbei sind insbesondere der Luftverdichter und der Rezirkulationsverdichter zu berücksichtigen. Für die thermische und hydraulische Auslegung der Kühlungsverschaltung ist die Kenntnis der Temperaturgrenzen, der übertragenen Wärmeströme sowie der kühlmittel-



telseitigen Druckverluste der einzelnen Wärmequellen und -senken erforderlich. Die Druckverluste sind bereits auf den Systemprüfständen für jede Komponente vermessen worden. Die Temperaturgrenzen der einzelnen Bauteile können den entsprechenden Herstellerspezifikationen entnommen werden. Für die Bestimmung der zu übertragenden Wärmemenge werden verschiedene Ansätze verfolgt.

### Stapelmodul

Die Verlustwärme des Stapelmoduls ist vom Hersteller angegeben, beinhaltet allerdings die gesamte Abwärme über das Kühlmittel sowie die Luft- und Wasserstoffstrecke. Um die einzelnen Wärmeströme auf die Medien aufzuteilen, ist eine gesonderte Vermessung des Stapelmoduls erforderlich, auf die in Kap. 8 eingegangen wird.

### Luftverdichter

Im Falle des Luftverdichters kann die Verlustwärme, die vom Kühlmittel abgeführt werden muss, über ein Differenzenkennfeld des gesamten Verdichters bestehend aus Frequenzumrichter, elektrischem Antrieb und Verdichter bestimmt werden. Das Kennfeld in Abb. 7.8 zeigt die Differenz zwischen der elektrischen Antriebsleistung und der effektiven Verdichterleistung.

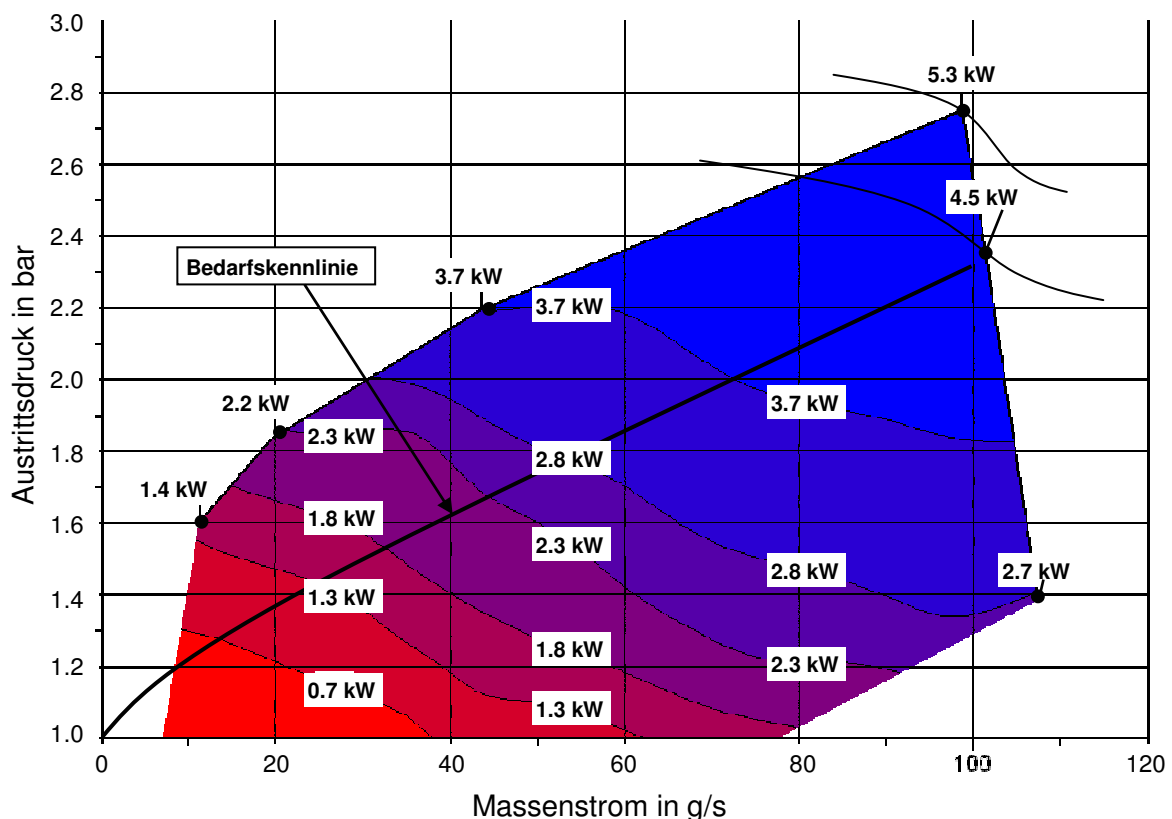


Abb. 7.8: Differenzenkennfeld des Kompressormoduls

Die farbige Fläche der Abbildung zeigt den Arbeitsbereich des Verdichters, der durch die Pumpgrenze und die Schlucklinie vorgegeben ist. In das Kennfeld integriert sind die Linien konstanten Verlustwärmestromes (siehe Zahlen). So beträgt beispielsweise bei einem

Massenstrom von 40 g/s und einem Austrittsdruck von 1,6 bar der Verlustwärmestrom 2,1 kW. Zudem sind für das verwendete Stapelmodul der erforderliche Massenstrom und der Eintrittsdruck eingetragen und als Bedarfskennlinie bezeichnet. Daraus resultiert eine Abhängigkeit zwischen der Kompressorkühlleistung und der Stromstärke des Stapelmoduls, die in Abb. 7.9 dargestellt ist.

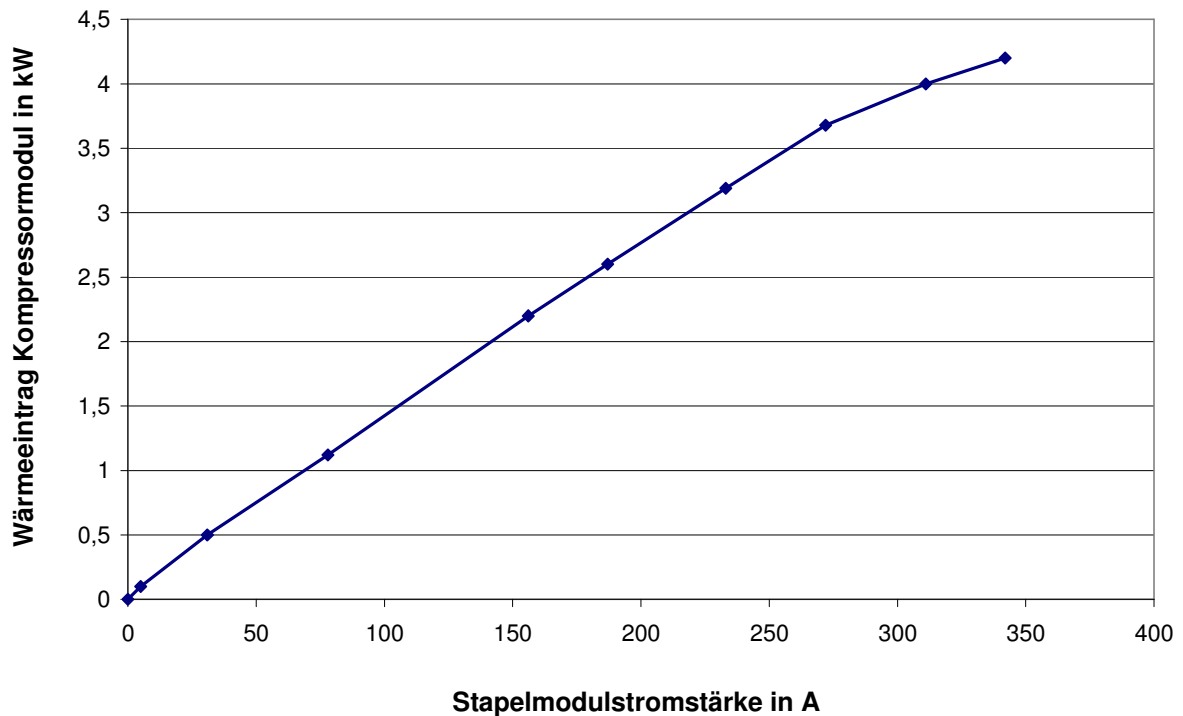


Abb. 7.9: Lastabhängiger Wärmeeintrag des Luftkompressormoduls

Der Luftkompressorverlustwärmestrom setzt sich hierbei aus den Verlusten bei der Kompression, durch Verluste des Antriebs sowie durch Umrichterverluste zusammen. In Summe ergibt sich ein proportionaler Zusammenhang zur Kompressorleistung.

#### Rezirkulationsverdichter

Da der Wärmeeintrag des Rezirkulationsverdichters in das Kühlmittel stark von dessen Betriebsweise und der Stoffzusammensetzung des Gases abhängt, wird zunächst vom Volllastbetrieb des Verdichters in allen Lastpunkten des Stapelmoduls ausgegangen. Ferner wird am Anodenaustritt eine Stoffzusammensetzung von 60 Vol.-%  $N_2$ , 30 Vol.-%  $H_2$  und 10 Vol.-%  $H_2O$  bei einem Gesamtmassenstrom von 35 kg/h angenommen. Die maximale elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters bei dieser Gaszusammensetzung beträgt ca. 2,1 kW. Da seitens des Herstellers keine Angaben über die Verlustwärme bestehen und die Vermessung des Verdichters zum Auslegungszeitpunkt des Kühlsystems nicht möglich ist, wird die Verlustwärme über die isentrope Verdichterleistung abgeschätzt.

Diese berechnet sich über

$$P_{sv} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (7.7)$$

Die Austrittstemperatur des Gasgemisches lässt sich über die Polytropenbeziehung,

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (7.8)$$

bestimmen. Mit einem über

$$n = \frac{\rho}{p} \cdot \frac{\Delta p}{\Delta \rho} \quad (7.9)$$

bestimmten Polytropenexponenten von  $n = 2$  ergibt sich bei einem Druckverhältnis von 1,6 eine Temperaturerhöhung um 90 K. Bei den gegebenen Stoffdaten bestimmt sich die polytrophe Verdichterleistung zu 1,6 kW.

Der in das Kühlmittel übertragende Wärmestrom ist die Differenz zwischen der elektrischen und der polytropen Verdichterleistung

$$\dot{Q}_{KM} = P_{el} - P_{sv} \quad (7.10)$$

und beträgt für den hier betrachteten Fall ca. 0,5 kW. Wie eingangs erwähnt, wird dieser Wärmeeintrag als worst-case für den gesamten Betriebsbereich des Brennstoffzellensystems herangezogen.

### Wärmeübertrager

Die Wärmeströme, die für die Wärmeübertragerauslegung herangezogen werden, ergeben sich aus den Anforderungen an die Temperierung der Luft- und Wasserstoffstrecke. Sie betragen beim Wasserstoff ca. 1 kW und bei der Luft ca. 4,5 kW und gehen von der jeweiligen Gasseite auf das Kühlmittel über.

Darüber hinaus muss seitens des Kühlsystems Sorge getragen werden, dass der Fahrzeuginnenraum bei niedrigen Außentemperaturen zugeheizt werden kann. Hierfür wird der ohnehin im Klimagerät des Fahrzeugs vorgesehene Wärmeübertrager verwendet. Dabei handelt es sich auch um einen Kreuzstrom Gas-/Wasser-Wärmeübertrager, der mittels des Innenraumgebläses im Frisch- oder Umluftbetrieb durchströmt wird. Um den Behaglichkeitskriterien für den Fahrgastinnenraum eines Serienfahrzeugs (Aufheizzeit) zu genügen, ist ein Wärmestrom von 7 kW erforderlich. Selbst bei Fahrzeugen mit modernen Verbrennungsmotoren (meist Diesel-Fahrzeuge) kann diese Wärme bei den gegebenen Bauraumverhältnissen für den Wärmeübertrager nicht immer alleine von dem Kühlmittel an die Innenraumluft übergeben werden. Daher werden oftmals elektrische oder mit dem jeweiligen Kraftstoff

betriebene Zuheizung verwendet, die entweder das Kühlmittel aufheizen oder direkt von der Luft durchströmt werden.

### 7.5 Voraussetzungen für den Froststart

Das verwendete Stapelmodul verfügt prinzipiell über die Fähigkeit, bei Temperaturen unterhalb des Gefrierpunktes von Wasser gestartet und betrieben zu werden. Jedoch hängt es von der Systemverschaltung sowie der Komponenten- und Steuerungsanordnung ab, ob und bis zu welcher Temperatur ein Systemstart möglich ist. Die Herausforderungen beim Froststart liegen darin, gefrorenes Wasser in den Leitungen, in den Komponenten und im Stapelmodul auf ein Minimum zu reduzieren. Hierzu kann über die Steuerung bei Erreichen einer Mindesttemperatur nach dem Abstellen des Fahrzeugs eine eigenständige Trocknungsprozedur durchgeführt werden, die die Medienleitungen über den Luftverdichter und den Rezirkulationsverdichter frei bläst und somit auskondensiertes Wasser austrägt. Dies setzt ferner voraus, dass die Leitungen der gasförmigen Medien ein ausreichendes Gefälle zum Auslass aufweisen. Dieser Maßgabe muss bei der Verschaltung und dem Package des Gesamtsystems Rechnung getragen werden. Da davon ausgegangen werden muss, dass sich nicht das gesamte Wasser austragen lässt oder durch weiteres Abkühlen weiteres Wasser auskondensiert, ist es empfehlenswert, die beweglichen Komponenten (Verdichter, Ventile, etc.) elektrisch zu beheizen, um deren Funktion zu gewährleisten.

Während des Froststarts gilt es darüber hinaus zu verhindern, dass entstehendes Produktwasser gefriert und folglich die Gaszufuhr zu den Elektroden blockiert. Zwar hat der Hersteller des Stapelmoduls durch spezielle Beschichtungen die Hydrophobizität der Elektrodenoberflächen erhöht und somit eine wasserabweisende Wirkung erzielt. Dennoch reicht dieser Effekt nur bis zu einem gewissen Grad aus, um die Gasdiffusion und somit die Reaktion aufrecht zu erhalten. Beim Froststart ist es daher erforderlich, möglichst viel Wärme innerhalb der Brennstoffzelle zu erzeugen und von außen durch die Systemperipherie zuzuführen. Abb. 7.10 zeigt verschiedene von der Stapelmodultemperatur abhängige Strom-/Spannungskennlinien.

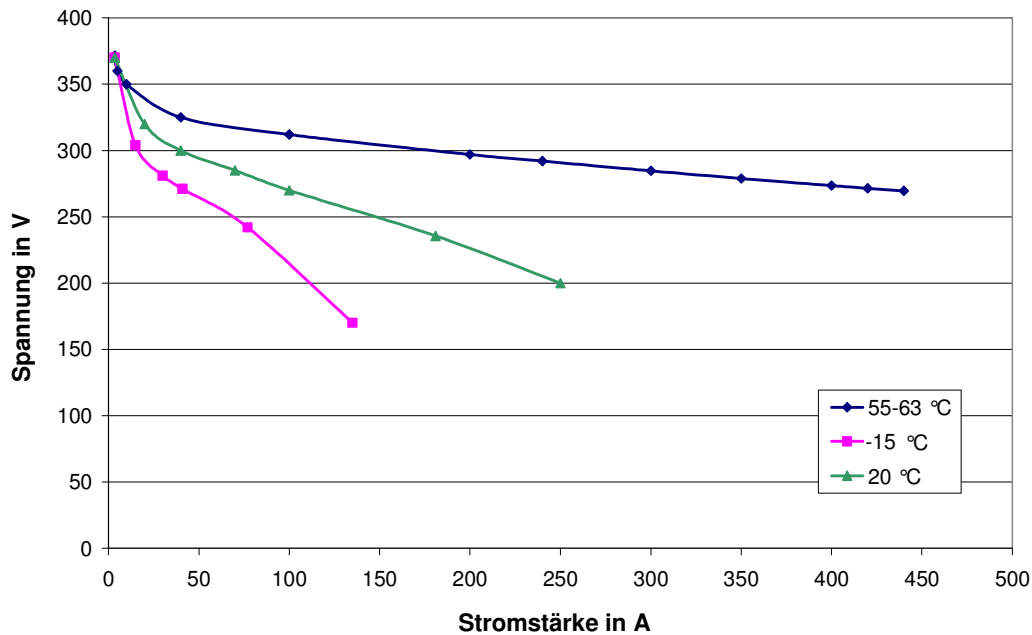


Abb. 7.10: Temperaturabhängigkeit der Strom-/Spannungs-Kennlinien

Bei niedrigen Betriebstemperaturen verlaufen diese erheblich steiler und erlauben nur eine geringe zulässige Stapelmodulstromstärke. Zu höheren Temperaturen hin werden die Kurven zunehmend flacher. Um möglichst viel Wärme innerhalb des Stapelmoduls zu erzeugen, muss dieses in der frühen Startphase mit einer möglichst hohen Leistung und somit mit einem schlechten Wirkungsgrad betrieben werden. Bei einer Starttemperatur von  $-15\text{ °C}$  soll nach Angabe des Herstellers das Stapelmodul so lange spannungsgeführt bei 150 V betrieben werden, bis im Inneren der Gefrierpunkt von Wasser überschritten wird. Diese Betriebsweise bedingt eine Stapelmodulleistung von ca. 25 kW bei  $-15\text{ °C}$ , die bis zum Erreichen von  $0\text{ °C}$  auf ca. 35 kW zu steigern ist. Ein Teil dieser Leistung kann zum Antrieb der Nebenverbraucher verwendet werden. Da die Traktionsbatterie bei diesen niedrigen Temperaturen nur bedingt ladefähig ist und nicht davon ausgegangen werden kann, dass der Fahrer beim Froststart die notwendige Leistung abfordert, ist ein weiterer Verbraucher für die restliche elektrische Leistung erforderlich.

Hierzu werden elektrische Zuheizer in das Kühlsystem integriert, die eine elektrische Gesamtleistung von 12 kW in Wärme umwandeln können. Durch eine Leistungsregelung der Zuheizer kann die Differenz zwischen der erforderlichen Stapelmodulleistung und der vom System, der Batterie und dem Antrieb abgeforderten Leistung dynamisch durch die Zuheizer verbraucht werden. Zudem besteht der Vorteil darin, dass die entstehende Wärme das Kühlmittel aufheizt und zusätzlich die Startzeit verkürzt wird.

Insgesamt ist der Froststart nach eigener Definition nach Erreichen der halben nominellen Stapelmodulleistung beendet. Anschließend kann das System in den normalen Fahrbetrieb übergehen. Ziel der Systemauslegung- und Verschaltung ist es, diese Startzeit beim Froststart möglichst kurz zu gestalten, um schnell in einen wirkungsgradgünstigen Systembetrieb zu gelangen. Neben den bereits beschriebenen Maßnahmen gilt es insbesondere die Wär-

mekapazität des Kühlsystems gering zu halten. Diese Maßgabe stellt im Rahmen der im Folgenden beschriebenen Kühlsystemverschaltung ein weiteres Optimierungsziel dar.

## 7.6 Verschaltungsvarianten

Die Verschaltung der Kühlsystemkomponenten hat die Aufgabe, entsprechend der Herstellervorgaben die zulässigen Temperaturen der jeweiligen Komponenten einzuhalten. Darüber hinaus ist es das Ziel der Verschaltung, eine sinnvolle Volumenstromverteilung auf die einzelnen in den Kühlkreislauf eingebundenen Komponenten zu erreichen, um die entsprechenden Wärmeströme über das Kühlmittel aufzunehmen. Tab. 7.1 stellt die einzuhaltenden Temperaturgrenzwerte sowie die vom Kühlmittel aufzunehmenden Wärmeströme dar.

Tab. 7.1: Belastungsgrenzen als Kriterien für die Kühlsystemverschaltung

Komponente	Medium	$\vartheta_{\text{Eintritt}}$ in °C	$\vartheta_{\text{Austritt}}$ in °C	$\dot{Q}_{\text{KM}}$ in kW
Brennstoffzelle	Wasserstoff	100 (75)		
Brennstoffzelle	Luft	90 (64)		
Brennstoffzelle	Kühlmittel	78 (63)	90 (78)	75
Luftverdichter	Kühlmittel	80		3
Rezirkulationsverdichter	Kühlmittel	90		0,5
Ladeluftkühler	Luft		90	4,5
H <sub>2</sub> -Wärmeübertrager	Wasserstoff		100	1
Innenraumheizung	Kühlmittel	max.		7

Die einzuhaltenden Belastungsgrenzen des Stapelmoduls werden unterteilt in nominelle Betriebsbedingungen (Werte in Klammern) und in maximale Betriebsbedingungen. Die Temperaturen der in das Stapelmodul eintretenden Gase können in hohen Lastpunkten bis zu 100 °C auf der Wasserstoffseite und 90 °C auf der Luftseite betragen. Um aber die Lebensdauer des Stapelmoduls zu maximieren, sollten diese nicht dauerhaft, sondern nur bei kurzen Lastspitzen vorliegen. Der Verlustwärmestrom, der durch das Kühlmittel aufgenommen werden muss, liegt beim maximalen Lastpunkt des Systems bei ca. 75 kW. Die Kühlmitteltemperatur sollte dabei dauerhaft auf 63 °C am Eintritt und lastabhängig auf bis zu 78 °C am Austritt geregelt werden. Für hohe Belastungsphasen sind Temperaturen von 78 °C am Eintritt und kurzzeitig (< 5 min) von 90 °C am Austritt zulässig. Um die Wärmemenge bei der zulässigen Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt aufnehmen zu können, ist ein Kühlmittelvolumenstrom von bis zu 135 l/min erforderlich. Für beide Gase sollte die Differenz zwischen Taupunkt und Kühlmiteleintrittstemperatur dauerhaft nicht größer als 4 K sein, um eine ausreichende Gaseintrittsfeuchte sicher zu stellen. Die Kühlmiteleintrittstemperatur des Luftverdichters ist auf 80 °C begrenzt, wohingegen der Rezirkulationsverdichter mit bis zu 90 °C durchströmt werden kann. Die beiden Wärmeübertrager müssen hinsichtlich der erforderlichen Gasaustrittstemperaturen in das Stapelmodul ausgelegt und verschaltet werden. Die Luft darf am Eintritt des Luftbefeuchters eine Temperatur von 90 °C nicht überschreiten. Der Wasserstoff am Austritt des Wärmeübertragers wird direkt in das Stapelmodul geführt.

Anhand dieser Kriterien lassen sich bereits sinnvolle Positionen für das Luftverdichtermodul sowie den Rezirkulationsverdichter festlegen. Die elektrischen Zuheizer können, da sie nur beim Kalt- bzw. Froststart verwendet werden, im Bypass des Kühlers platziert werden. Die Positionierung dieser Komponenten ist gemäß Abb. 7.11 vorzunehmen.

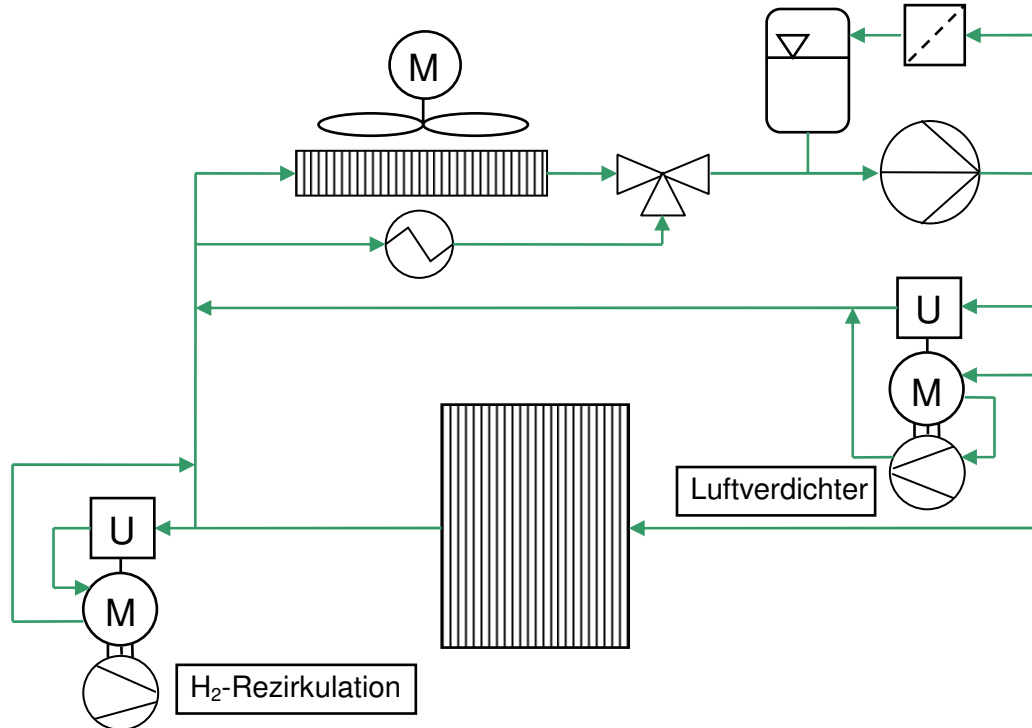


Abb. 7.11: Kühlungsverschaltung des Luft- und Wasserstoffverdichters

Das Luftverdichtermodul muss demnach von einem kleinen Teilvolumenstrom, der vor dem Stapelmodul abzweigt, durchströmt werden, da dieser nur mit einer maximalen Kühlmiteintrittstemperatur von 80 °C betrieben werden darf. Der Wasserstoffverdichter hingegen wird in Strömungsrichtung hinter dem Stapelmodul platziert. Ferner sind in der Verschaltung die Positionen des Kühlers, des Thermostatventils sowie des Ionentauschers, der einen Teilvolumenstrom in den Ausgleichbehälter zurückführt, dargestellt.

Die Verschaltung der beiden Wärmeübertrager (Luft, Wasserstoff) kann nach mehreren Gesichtspunkten erfolgen. Werden die beiden Wärmeübertrager jeweils von einem Teilvolumenstrom, der vor dem Stapelmodul abzweigt, durchströmt, ist die Temperierung der Gase durch die niedrige Kühlmitteltemperatur sichergestellt. Dadurch wird allerdings die Kühlmitteltemperatur am Stapelmoduleintritt erhöht, da die Teilvolumenströme dem Hauptstrom wieder vor dem Stapelmodul zugeführt werden muss, um den erforderlichen Volumenstrom zur Wärmeabfuhr im Stapelmodul zu erzielen. Demnach muss der Kühler auf eine niedrigere Temperatur kühlen, um am Stapelmoduleintritt 63 °C zu erreichen. Diese Verschaltung ist in Abb. 7.12 dargestellt.

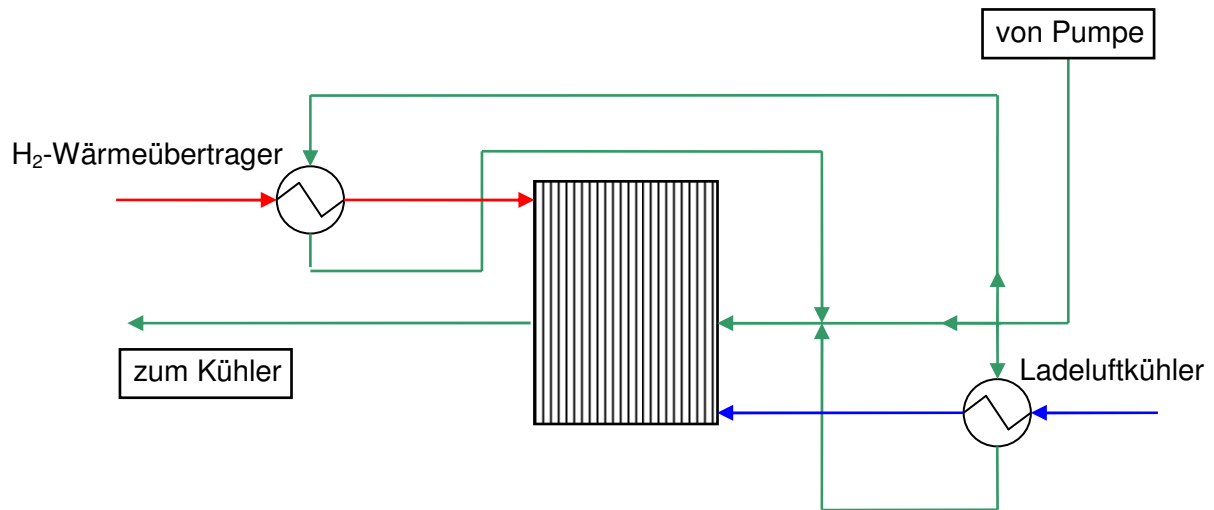


Abb. 7.12: Verschaltung der Wärmeübertrager (Variante 1)

Eine weitere mögliche Verschaltung sieht die Aufteilung auf die beiden Wärmeübertrager in Strömungsrichtung hinter dem Stapelmodul vor.

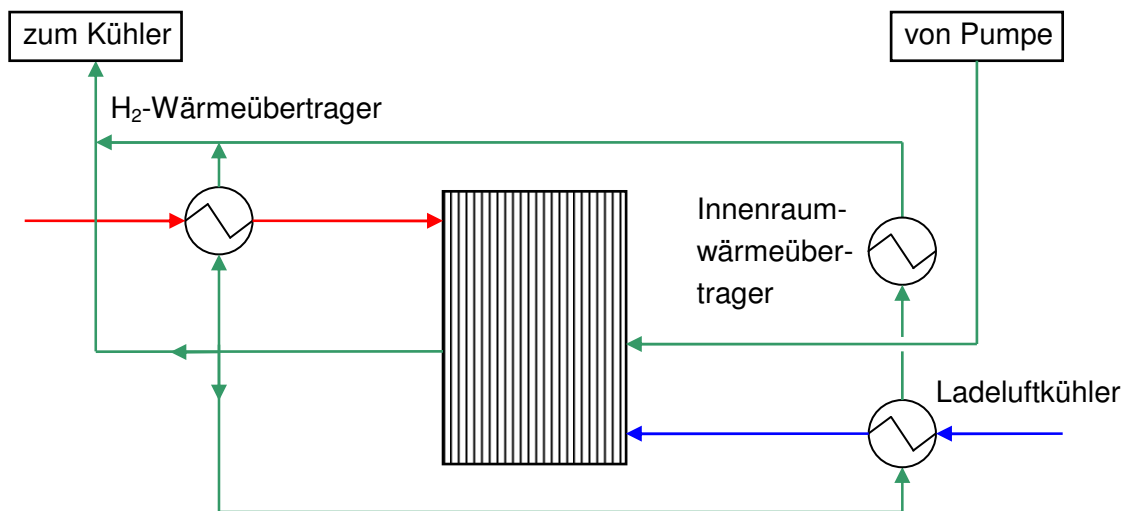


Abb. 7.13: Verschaltung der Wärmeübertrager (Variante 2)

Hierdurch kann das aus dem Kühler austretende Kühlmittel direkt dem Stapelmodul zugeführt werden, ohne durch die Wärmeübertrager zusätzlich erhitzt zu werden. Die Vorteile dieser Verschaltung liegen in einer einfacheren Regelung der Stapelmoduleintrittstemperatur ohne zusätzliche Störeinflüsse sowie einem höheren Temperaturniveau des in den Innenraum-Wärmeübertrager eintretenden Kühlmittels. Dieser ist in Reihe hinter dem Ladeluftkühler verschaltet. Ferner ist bei dieser Verschaltung die Temperatur am Kühlereintritt höher, woraus ein höherer ETD-Wert (Eintrittstemperaturdifferenz) resultiert und der Wärmeübergang verbessert wird. Die dynamische Simulation dieser Variante ergibt, dass die Temperierung der Gase ebenfalls sichergestellt ist, wenngleich das Temperaturniveau insgesamt höher ist.

Entsprechend dieser Überlegungen und den Berechnungsergebnissen der Gesamtsystemsimulation wird die 2. Verschaltungsvariante festgelegt. Die Gesamtsystemsimulation gibt auf



Basis der vermessenen Druckverlustkennlinien aller verwendeten Kühlsystemkomponenten ohne Berücksichtigung von Krümmern, Aufteilungen und Schlauchleitungsverlusten eine Volumenstromverteilung auf die einzelnen Teilstränge aus, die Tabelle 7.2 zu entnehmen ist.

Tab. 7.2: Volumenstromaufteilung innerhalb der Kühlsystemverschaltung

Teilstrang	$\dot{V}$ in l/min (ohne Bypass)	$\dot{V}$ in l/min (mit Bypass)
Brennstoffzelle	107	136
Luftverdichter	12	13
Rezirkulationsverdichter	15	12
H <sub>2</sub> -Wärmeübertrager	44	37
Ladeluftkühler	36	28
Innenraumheizung	36	28
Bypass	nicht vorhanden	46

Da bei dieser Verschaltung die Förderleistung der verwendeten Pumpe nicht ausreicht, den für den maximalen Betriebspunkt des Systems erforderlichen Volumenstrom zu liefern, wird zusätzlich zu den bisherigen Teilsträngen eine Bypassleitung vorgesehen. Diese reduziert den jeweiligen Volumenstrom durch die einzelnen Komponenten hinter dem Stapelmodul und somit den gesamten Druckverlust der Verschaltung. Der Wasserstoffwärmeübertrager hat einen erheblich geringeren Druckverlust als die Reihenschaltung von Luftwärmeübertrager und Innenraumheizung, so dass trotz eines geringeren Wärmeeintrags eine höhere kühlmittelseitige Durchströmung erfolgt. Da aber der Volumenstrom durch den Ladeluftkühler für die Temperierung der Frischluft ausreicht, muss der Volumenstrom des Wasserstoffwärmeübertragers nicht angedrosselt werden. Die Vermessung des Gesamtsystems auf dem Prüfstand bzw. im Fahrzeug wird den Einfluss der bisher nicht berücksichtigten Strömungsverluste durch die Schlauchleitungen und Krümmer ergeben.

## 7.7 Gesamtsystemverschaltung

Basierend auf die bisher beschriebenen Anforderungen an den Betrieb des Brennstoffzellensystems, wird im Folgenden die Verschaltung des Brennstoffzellensystems vorgestellt. Hierzu sei auf das sich im Anhang (Abb. 14.3) befindliche Verfahrensschema hingewiesen.

Der Wasserstoff wird dem System zunächst durch den Druckregler (2V1) mit dem lastabhängig vorgegebenen Druck zugeführt und durchströmt die Strahlpumpe (2D4). Innerhalb der Strahlpumpe wird das zurückgeführte Anodengas dem Frischgas beigemischt und durchströmt anschließend den Wasserstoffwärmeübertrager (2W5). Im darauf folgenden Abscheider wird über den Strömungsweg auskondensiertes Wasser abgeschieden, bevor das Gasgemisch das Stapelmodul durchströmt. Anschließend erfolgt eine erneute Wasserabscheidung, durch die das Mitreißen von Wassertropfen in den Rezirkulationsverdichter (2P18) verhindert wird. Innerhalb des Verdichters wird der zurückgeführte Gasmassenstrom komprimiert und daraufhin in die Strahlpumpe geführt. Das abgeschiedene Wasser verlässt das System über das Purge-Ventil (2V15), welches in das Kathodenabgas führt. Darüber

hinaus verfügt die Wasserstoffstrecke über eine Berstscheibe, die beim Überschreiten des zulässigen Drucks auslöst, sowie über ein Not-Aus-Ventil. Sowohl der Rezirkulationsverdichter als auch die Ventile sind mit elektrischen Zuheizern versehen, um die Funktion beim Froststart zu gewährleisten. Die Ventilzuheizer haben eine elektrische Leistung von ca. 50 W, wohingegen der Zuheizer für den Rezirkulationsverdichter eine Leistung von etwa 200 W hat. Die wasserstoffführenden Leitungen sind weitestgehend mit einer Schaumstoffummantelung versehen, um einen Wärmeverlust und somit Auskondensieren des im Gasstrom enthaltenen Wassers zu verhindern. Die Verschaltung erlaubt beim nicht betriebenen System ein vollständiges Verschließen der gesamten Wasserstoffstrecke zur Umgebung, wodurch eine Inertisierung der Wasserstoffstrecke durch die Abschaltprozedur erzielt werden kann, die bis zum nächsten Start des Systems aufrecht erhalten bleibt.

Die Luftversorgung erfolgt nach wie vor über den Schraubenverdichter (1P5), der die Umgebungsluft über einen Aktivkohlefilter (1F1) ansaugt und komprimiert. Der anschließend durchströmte Wärmeübertrager (1W8) kühlt die verdichtete Luft ab, bevor sie in das Hohlfasermodule (1W10) eintritt und dort vom Kathodenabgas befeuchtet wird. Das 3/2-Wege-Ventil (1V27) lässt eine Führung der Luftströmung um den Befeuchter zu, die beim Kalt- oder Froststart aktiviert wird. Um einen hohen Wasseranteil im Gas zu halten, sind der Befeuchter sowie die Leitungen ebenfalls thermisch isoliert. Ähnlich zur Wasserstoffstrecke durchströmt die feuchte Luft am Eintritt des Stapelmoduls einen Wasserabscheider. Nachdem das Abgas im Hohlfasermodule das Frischgas befeuchtet hat, wird es über die Abgasleitung an die Umgebung abgeführt. Ein Rückschlagventil in der Abgasstrecke verhindert den Gasaustausch mit der Umgebung beim abgestellten System. Insofern kann die Luftstrecke auf beiden Seiten verschlossen werden. Auch die Abscheiderventile der Luftstrecke verfügen über elektrische Zuheizer.

Das Kühlsystem entspricht der im vorherigen Kap. 7.6 beschriebenen Verschaltung.

Alle drei Medien werden innerhalb des Stapelmoduls parallel zueinander geführt. Hierdurch wird erreicht, dass sich die Gastemperaturen über den Strömungsweg innerhalb der Kanäle kontinuierlich mit dem Kühlmittel aufheizen und somit einen großen Anteil des Produktwassers aufnehmen. Wie bereits erwähnt, verfügt die Verschaltung über die Möglichkeit, beide Gasstrecken zur Umgebung hin zu verschließen. Hierdurch kann bei der Abschaltprozedur eine Inertisierung der beiden Strecken erzielt werden. Die Betriebsstrategie der Wasserstoffversorgung sieht durch die Verwendung des Rezirkulationsverdichters eine Anreicherung des Anodenkreislaufs mit Stickstoff, der über die Membranen von Kathode zu Anode diffundiert, vor. In der Vergangenheit wurde dieser Stickstoff über das Purge-Ventil abgeführt, wobei auch ein großer Teil des Wasserstoffes unverbraucht an die Umgebung abgelassen wurde. Die starke Durchströmung, die durch den Rezirkulationsverdichter erzielt wird, lässt nun einen hohen Anteil an Stickstoff im Kreislauf zu. Am Stapelmodulaustritt der Anode kann der Stickstoffpartialdruck nahe dem der Kathode liegen. Beim Abschalten des Systems wird die Gaszufuhr auf beiden Seiten unterbrochen, wobei die Rezirkulation aufrecht erhalten bleibt. Durch den weiteren Betrieb des Rezirkulationsverdichters und der Kühlmittelpumpe bzw. deren elektrische Leistungsaufnahme, die alleine vom Stapelmodul aufgebracht wird, sinkt die Wasserstoffkonzentration an der Anode und die Sauerstoffkonzentration auf der Kathode kontinuierlich. Dieser Betrieb wird so lange aufrechterhalten, bis die Zellspannung

gen auf 0,1 V/Zelle gesunken sind und sich auf beiden Gasseiten fast ausschließlich Stickstoff und Wasser befinden. Die sich ergebende Stapelmodulspannung von ca. 40 V in Verbindung mit inerter Gasatmosphäre hemmt die Korrosion der Stapelmodulkomponenten (insbesondere die Kohlenstoffkorrosion) in einem hohen Maße, was sich langfristig positiv auf die Lebensdauer des Stapelmoduls auswirkt.

Um die beschriebene Verschaltung in einem Gesamtpackage für die Fahrzeugintegration zu realisieren, ist eine Vielzahl an Iterationen erforderlich, da einerseits die Wege und Leitungen zwischen den Komponenten kurz sein sollen, aber andererseits der geringe zur Verfügung stehende Bauraum im Vorderwagen des Fahrzeugs eine Vielzahl an Kompromissen bezüglich der Bauteilpositionierung erfordert. Das Package-Modell in Abb. 7.14 zeigt den Aufbau der beschriebenen Gesamtsystemverschaltung, wobei die Farben der medienführenden Schläuche und Rohre zu denen des Fließbildes korrespondieren.

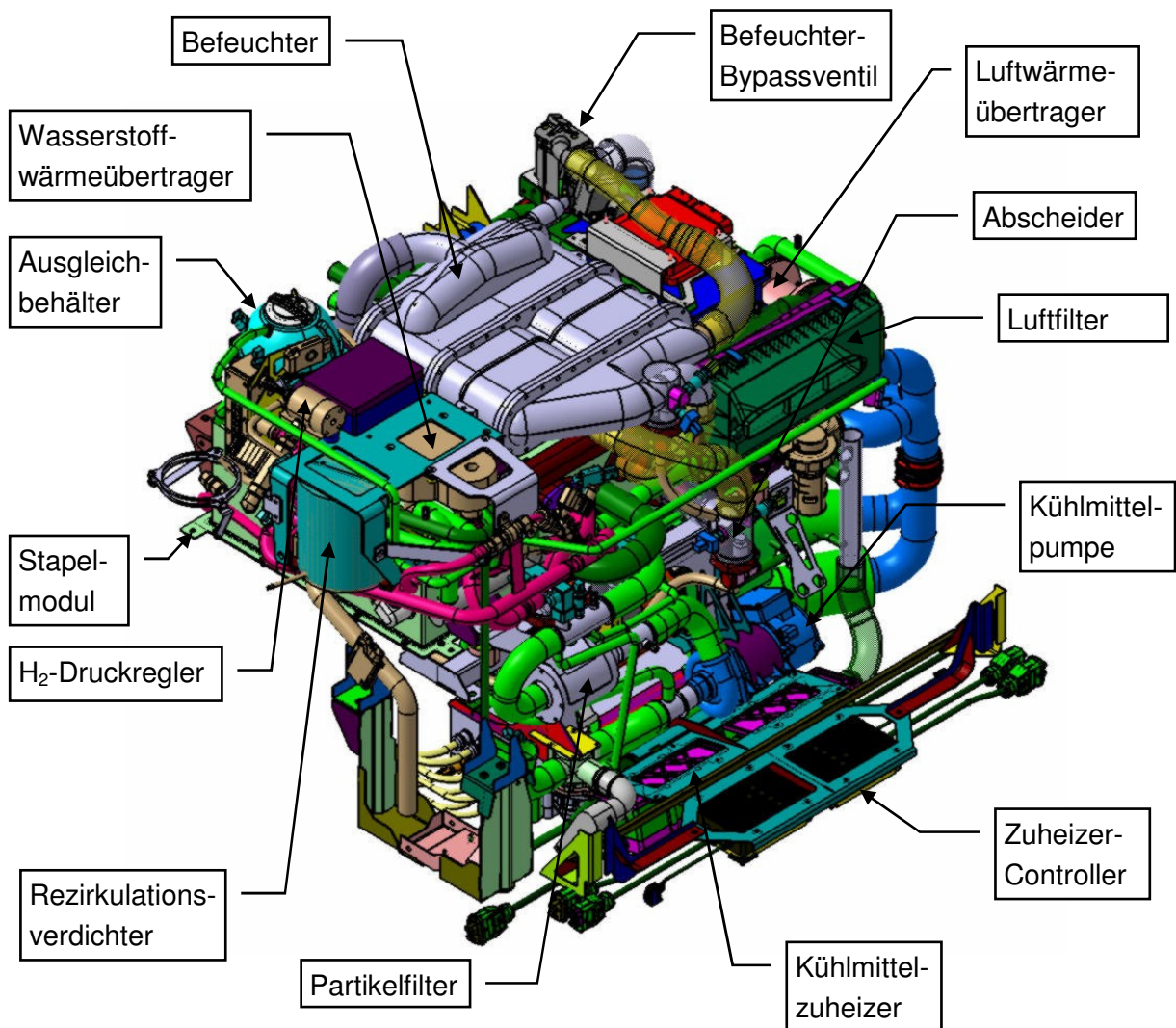


Abb. 7.14: CAD-Modell des Vorderwagenpackages (HyMotion3)

Das Vorderwagenpackage sieht vor, dass alle Systemkomponenten inklusive des Stapelmoduls an einem gemeinsamen Trägersystem befestigt sind, welches als eine Baugruppe im Fahrzeug gehalten und montiert werden kann. In diesem Zusammenhang wird von einem Fahrzeugaggregat gesprochen. Die erforderlichen mechanischen Schnittstellen zum Fahr-

zeug sind die Wasserstoffzufuhr aus dem Tanksystem, die Kühlmittelzu- und -rückleitungen des Kühlers und des Heizungswärmeübertragers sowie die Abgasleitung. Darüber hinaus ist auch der Antriebsmotor an den gemeinsamen Träger angebunden. Der Träger selbst wird über Gummilager mit den Längsträgern des Fahrzeugs verbunden, wodurch Schwingungen, die über die Achsen eingeleitet werden, gedämpft werden. Zudem sind einige der Systemkomponenten zusätzlich über Gummilager mit dem Trägersystem verbunden, um in erster Linie eine akustische Entkopplung zu bewirken. In Abb. 7.14 ist die thermische Isolierung des Befeuchters sowie der gasführenden Medienleitungen nicht dargestellt. Der zusätzliche Niedertemperatur-Kühlkreislauf, der die Antriebskomponenten (Motor, Umrichter) auf ca. 55 °C kühlt, ist auch Teil des Vorderwagenpackage und fehlt in dieser Darstellung.

Neben diesem für den Einbau in das Fahrzeug vorgesehenen Aggregates ist ein weiteres mit identischem Package aufgebaut worden, welches mit zusätzlicher Messtechnik ausgerüstet werden kann und zum Betrieb auf Prüfständen vorgesehen ist. Dies wird im Folgenden als Laboraggregat bezeichnet. Hierbei verfügt das verwendete Stapelmodul, anders als das für den Fahrzeugeinsatz, über ein Mess-System zur Erfassung der Einzelzellspannungen. Somit können Effekte, die bei der Inbetriebnahme auftreten, besser erfasst und gedeutet werden. Insbesondere gilt es bei der Feinabstimmung der Steuerung und der Reglerparameter stets die Auswirkungen auf das Stapelmodul zu berücksichtigen. Da davon ausgegangen werden kann, dass sich das im Fahrzeug verwendete Stapelmodul gleich verhält, ist die Erfassung der einzelnen Zellspannungen dort nicht mehr erforderlich. Dort kann anhand der Gesamtspannung des Stapelmoduls auf dessen Zustand rückgeschlossen werden. Durch den Bezug auf die ursprüngliche, bei der Auslieferung des neuen Moduls vermessene Strom-/Spannungs-Kennlinie lässt sich eine Kennzahl für den Zustand des Stapelmoduls ermitteln. Diese entspricht 1,0 bei einem neuwertigen Stapelmodul und kann sich bis zum Ende der Stapelmodullebensdauer kontinuierlich verringern.

## 8 Experimentelle Untersuchung des optimierten Systems

Anhand der im Folgenden beschriebenen Vermessung des optimierten Brennstoffzellensystems für den Betrieb im Brennstoffzellenfahrzeug HyMotion3 soll das Erreichen der Optimierungsziele, die während der Systemauslegung gesetzt wurden, beurteilt werden. Die Vermessung umfasst sowohl eine experimentelle Untersuchung des baugleichen Laboraggregates auf einem Aggregateprüfstand als auch (analog zu Kap. 4.1) die kühlssystemseitige Betrachtung des Fahrzeugs im Klimawindkanal. Ziel der Untersuchungen ist ferner, das Einhalten der vom Stapelmodulhersteller vorgegebenen Betriebsbedingungen und Belastungsgrenzen zu bestätigen. Darüber hinaus soll eine Vergleichsbasis zum Vorgänger-Fahrzeug HyMotion2 geschaffen werden, um eine Gegenüberstellung beider Fahrzeuggenerationen zu ermöglichen. Abschließend soll eine rechnerische Extrapolation des Systemverhaltens einen Aufschluss hinsichtlich der erreichbaren Leistungsfähigkeit des Brennstoffzellen-Kühlsystems liefern.

### 8.1 Vermessung des Laboraggregates

Der Aggregateprüfstand ermöglicht es, hinsichtlich der Medienversorgung (Luft und Wasserstoff) fahrzeugrealistische Randbedingungen vorzugeben. Die Kühlung des Aggregates hingegen erfolgt anders als im Fahrzeug über einen Prüfstandswärmeübertrager, der kühlmittelseitig anstelle des eigentlichen Fahrzeugkühlers eingebunden ist. Dem Prüfstand kann die Druckverlustkennlinie des realen Kühlers vorgegeben werden, so dass hydraulisch gleiche Bedingungen wie im Fahrzeugaufbau vorliegen. Hingegen ist das thermische Verhalten des Kühlsystems aufgrund der hohen thermischen Masse des Prüfstandskühlsystems stark gedämpft. Da bei den folgenden Betrachtungen ausschließlich stationäre Systemzustände von Interesse sind, wirkt sich die hohe thermische Trägheit ausschließlich auf die erforderliche Messdauer bis zum Erreichen eines stationären Zustandes, aber nicht auf das Ergebnis aus. Am Aggregateprüfstand kann die elektrische Last stufenlos eingestellt werden, so dass jeder Betriebspunkt des Brennstoffzellensystems angefahren werden kann.

Neben den für die Systemsteuerung erforderlichen Sensoren ist beim Laboraggregat eine Vielzahl an zusätzlichen Sensoren verbaut. Es handelt sich dabei zum einen um Feuchte-sensoren sowohl am Stapelmodulein- und -austritt in beiden Gasstrecken. Zum anderen ist eine Vielzahl an Temperatursensoren in allen Medienstrecken platziert, um weitere Aufschlüsse über die Medientemperierung und die jeweils übertragenen Wärmeströme zu erlangen. Ferner sind Volumenstromsensoren in allen Teilsträngen des Kühlsystems integriert. Der Wasserstoffmassenstrom wird durch den Prüfstand erfasst, dahingegen ist der Luftmassenmesser Teil der Systemsensorik. Ferner verfügt das Laboraggregat über mehrere Druck- und Differenzdrucksensoren, über die anhand der bekannten Druckverlustkennlinien der verschiedenen Komponenten auf deren Durchströmung zurückgerechnet werden kann, die aber auch zur Überprüfung der Gasdruckregelung herangezogen werden können. Abb. 8.1 zeigt den Prüflingsaufbau im Aggregateprüfstand.



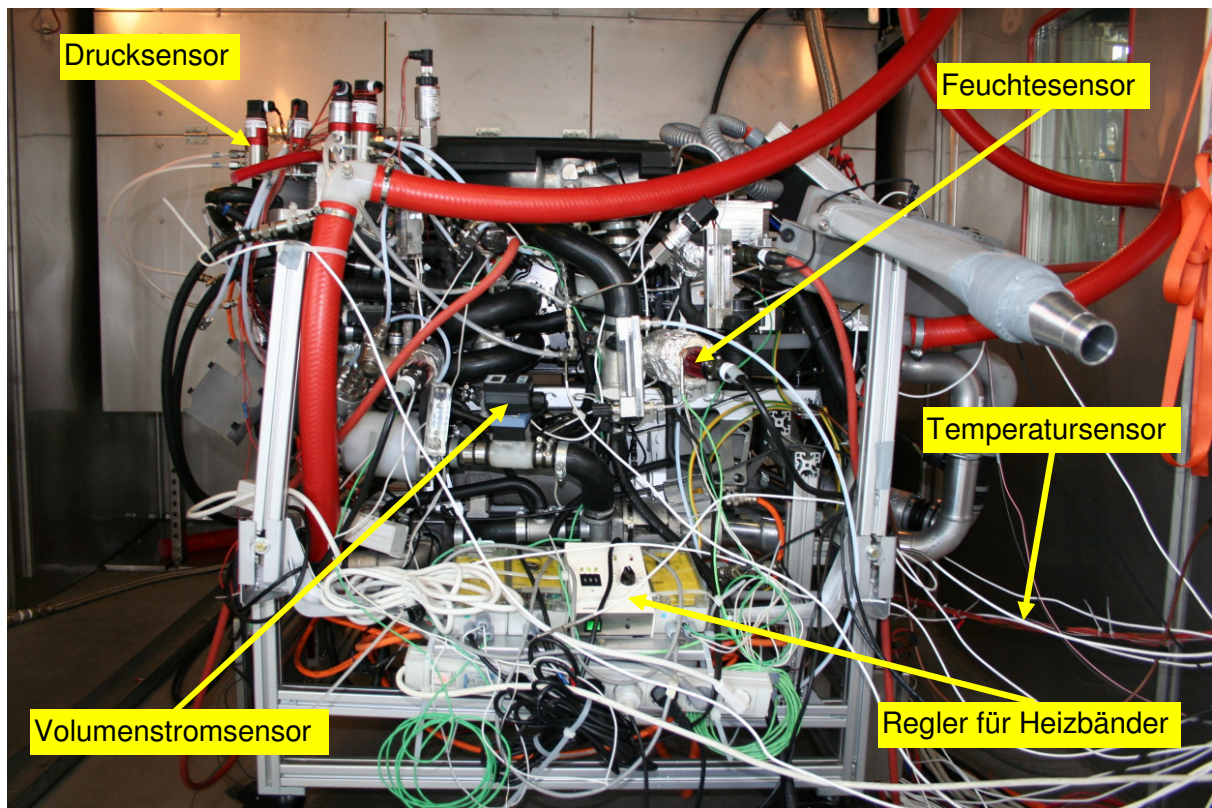


Abb. 8.1: Aufbau des Laboraggregates im Aggregateprüfstand

Als Feuchtesensoren werden Taupunktspiegel verwendet. Diese verfügen über eine verspiegelte Fläche, die gekühlt wird. Je nach Feuchtegehalt des vorbeiströmenden Gases entsteht bei einer bestimmten Temperatur Wasserkondensat auf der Oberfläche. Diese Temperatur, die Taupunkttemperatur, ist über die Dampfdruckkurve ein direktes Maß für den Partialdruck des Wasserdampfes und damit ein Maß für den Wassergehalt des Gases. Die Kondensatbildung wird beim Taupunktspiegel optisch erfasst. Dazu wird das Licht einer Leuchtdiode an der verspiegelten Oberfläche der Kaltfläche zu einer Photozelle reflektiert. Der Kondensatbelag beeinflusst das Reflektionsvermögen der Oberfläche, welches von der Photozelle detektiert wird. Im vorliegenden Fall konnte festgestellt werden, dass die Messung sehr stark durch sich auf der Spiegelfläche befindliche Wassertropfen beeinflusst wird. Diese bleiben auch bei der Durchströmung von sehr trockenem Gas über einen langen Zeitraum auf der Fläche bestehen und machen ein Messen des Taupunktes unmöglich. Erst durch den Ausbau, Trockenblasen und anschließenden Wiedereinbau waren realistische Messungen nach dem Fluten eines Sensors möglich. Um eine kontinuierliche Messung der Feuchten beim Betrieb des Aggregates zu erreichen, wurden Heizbänder um die Taupunktspiegelgehäuse angebracht, die das Gasvolumen innerhalb des Sensors auf ca. 100 °C erhitzen. Da der Taupunkt eines Gases unabhängig von dessen Temperatur ist, kann somit die Bestimmung der Gasfeuchte erfolgen, ohne dass sich Wassertropfen auf dem Sensor bilden können. Die Taupunktspiegel haben gemäß den Garantiefehlergrenzen des Herstellers eine Genauigkeit von  $\pm 0,1$  K vom Messwert. Die vier Regler für die Heizbänder sind in Abb. 8.1 zu sehen. Über einen zusätzlichen Temperatursensor wird die Heizflächentemperatur (in diesem Fall das Gehäuse des Taupunktspiegels) erfasst. Der entsprechende Regler gleicht diese Temperatur mit der Vorgabe ab und regelt die Leistung des Heizbandes.

Bei den Temperatursensoren in den Medienstrecken handelt es sich um PT 100 der Genauigkeitsklasse 1/10 B, wie sie bereits bei der Vermessung des HyMotion2 verwendet worden sind.

Das Messprogramm erstreckt sich über insgesamt 5 Stapelmoduleleistungen, die seitens der Prüfstandslast für jeweils eine Dauer von einer Stunde konstant gehalten werden. Diese entsprechen den Stapelmodulstromstärken von 25, 50, 100, 150 und 250 A.

In Abb. 8.2 sind für eine Stromstärke von 100 A die sich nach einer Stunde ergebenden Messwerte in das Verfahrensschema eingetragen.

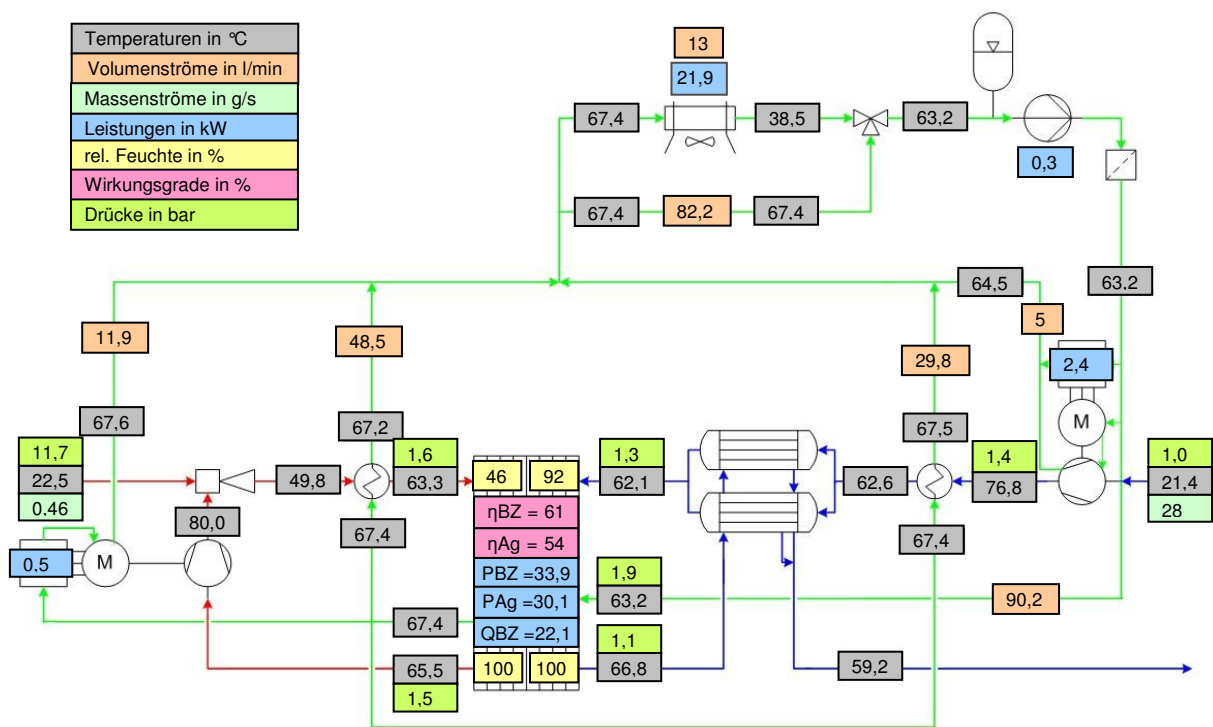


Abb. 8.2: Ergebnisse der Vermessung des Laboraggregates bei einer Stromstärke von 100 A

Zusätzlich zu den beschriebenen Sensorwerten sind die elektrischen Leistungsdaten der elektrischen Verbraucher sowie des Stapelmoduls und des Aggregates eingetragen. Unter Berücksichtigung des eingesetzten Wasserstoffmassenstromes und dessen Heizwertes lassen sich anhand der elektrischen Leistungen die Stapelmodul- und Aggregatewirkungsgrade bestimmen. Bei einer Stapelmodulstromstärke von 100 A leistet dieses ca. 34 kW, wovon noch 30 kW an den Klemmen des Aggregates abgegriffen werden können. Die Wirkungsgrade, berechnet nach Gl. 2.11, liegen bei 61 % im Fall des Stapelmoduls und 54 % beim Aggregat. Der vom Stapelmodul in das Kühlmittel eingetragene Wärmestrom liegt bei ca. 22 kW, die über den Prüfstandskühler abgeführt werden. Dies bedeutet, dass sich die Wärmeströme der weiteren Wärmequellen und -senken neutralisieren. Bei höheren Leistungen ist dies nicht mehr zu beobachten. Die Betriebsbedingungen und Belastungsgrenzen seitens des Stapelmodul-Herstellers werden hinsichtlich der Temperaturen, Gasfeuchten und Drücke in allen Betriebspunkten eingehalten. Die Volumenstromverteilung auf die einzelnen

Teilstränge des Kühlsystems entspricht in großen Teilen der im Vorfeld durchgeführten Simulation. Ausnahme hierbei ist die Durchströmung des Luftverdichtermoduls, was sich aber durch die lange und mit vielen Krümmungen behaftete Schlauchleitung dieses Teilstranges erklären lässt. Dennoch reicht die Kühlleistung beim Verdichtermodul aus.

Abb. 8.3 zeigt den Wirkungsgradverlauf für das Stapelmodul sowie das Brennstoffzellenaggregat über den gesamten vermessenen Betriebsbereich.

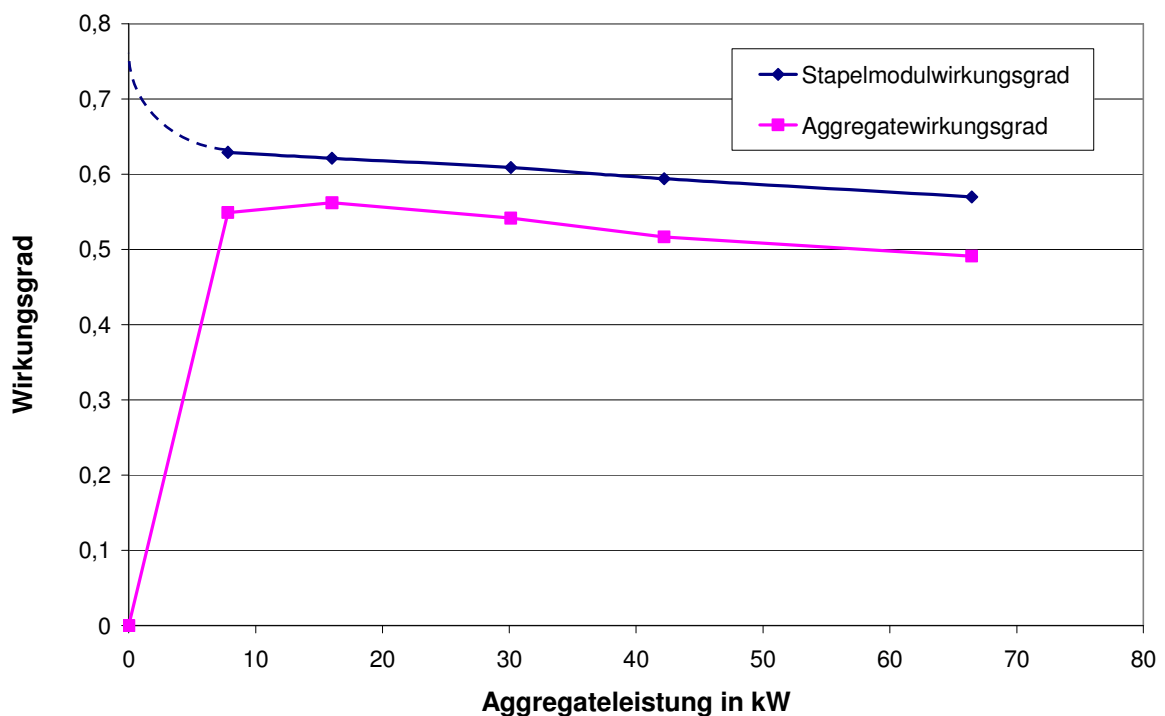


Abb. 8.3: Wirkungsgrade des Laboraggregates

Der Stapelmodulwirkungsgrad sinkt entsprechend der korrespondierenden Strom-/Spannungs-Kennlinie nahezu linear über der Leistung. Der Kurvenverlauf des Stapelmodulwirkungsgrades ist im unteren Leistungsbereich extrapoliert und daher als qualitativ zu verstehen. Der Aggregatewirkungsgrad weist im unteren Leistungsbereich ein charakteristisches Wirkungsgradmaximum von 57 % auf. Die Differenz zwischen Stapelmodul- und Aggregateleistung wird maßgeblich durch die drei peripheren Systemverbraucher verursacht, deren elektrischer Verbrauch in Abb. 8.4 dargestellt ist.



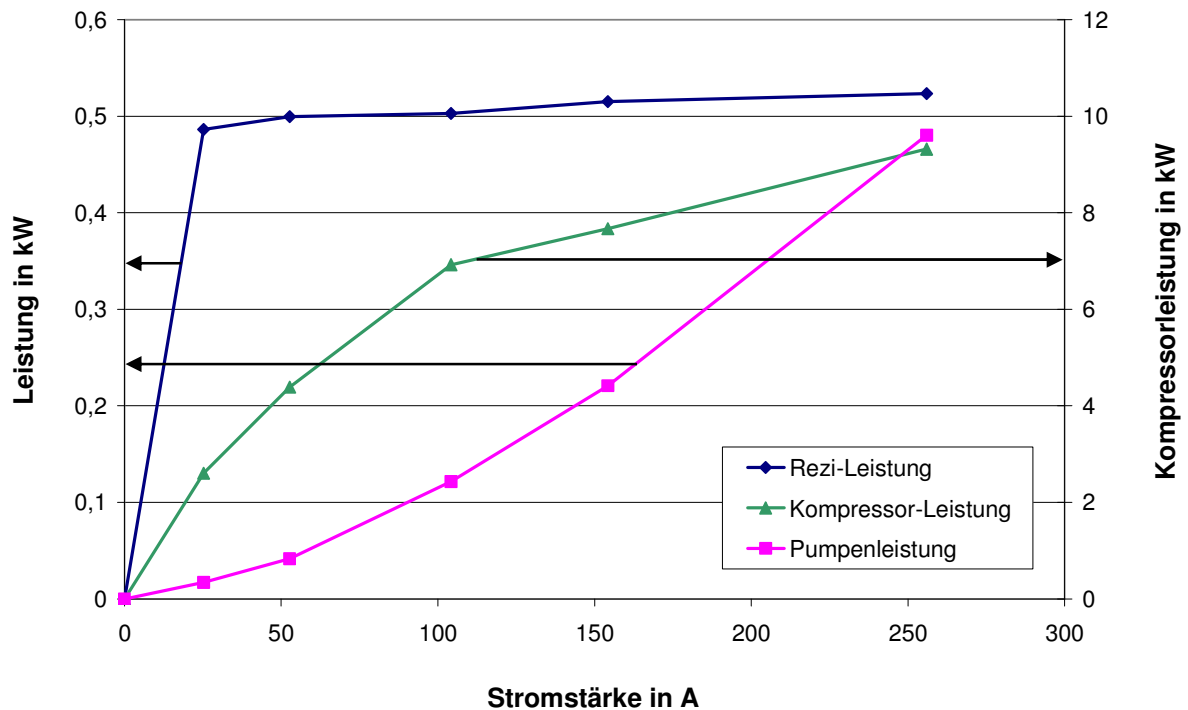


Abb. 8.4: Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher

Die Leistung des Luftverdichters ist in diesem Diagramm auf die rechte Achse, die der beiden anderen Verbraucher auf die linke zu beziehen (Achsenzugehörigkeit durch Pfeile gekennzeichnet). Die Kühlmittelpumpenleistungsaufnahme folgt einem quadratischen Verlauf, wohingegen die Luftverdichterleistung degressiv verläuft. Ersteres lässt sich durch den quadratisch zunehmenden Druckverlust der Luftstrecke bei konstant steigendem Luftbedarf über der Leistung erklären. Die Pumpenleistung beruht auf der Tatsache, dass mit zunehmender Stapelmoduleleistung der abzuführende Wärmestrom annähernd linear ist, wohingegen die zulässige Temperaturdifferenz zwischen Stapelmodulein- und -austritt jedoch steigt. Somit sind der erforderliche Kühlmittelvolumenstrom und daher die Leistungsaufnahme der Pumpe degressiv. Der Rezirkulationsverdichter ist bei dem zum Zeitpunkt der Messung vorliegenden Entwicklungsstand der Steuerung im gesamten Betriebsbereich mit voller Leistung betrieben worden, so dass ein nahezu konstanter Leistungsbedarf resultiert.

## 8.2 Energie- und Exergieflussdiagramm

Einen genaueren Einblick in die Aufteilung der einzelnen Energieströme innerhalb des Brennstoffzellen-Systems erlaubt die Darstellung durch ein Energie-Sankey-Diagramm. Hierzu werden die Energieströme der einzelnen Medien anhand der Massenströme, Temperaturdifferenzen zur Umgebung und Stoffeigenschaften berechnet und auf den Energiestrom des dem System zugeführten Wasserstoffes bezogen. Letzterer wird aufgrund anteilig flüssig anfallenden Produktwassers mit dem Brennwert von Wasserstoff gebildet. Als Enthalpiebezugspunkt wird ein Umgebungsmodell mit einem Druck von 1,013 bar und einer Temperatur von 0 °C verwendet. Prinzipiell kann neben der Normtemperatur auch die Standardtemperatur (25 °C) oder auch die reale bei der Messung vorliegende Umgebungstemperatur als Bezugspunkt angesetzt werden. Unter Verwendung einer Bezugstemperatur, die von den

realen Bedingungen bei den Messungen abweicht, muss berücksichtigt werden, dass z.B. die zugeführte Frischluft auch Energie beinhaltet, obwohl sie der Umgebung entnommen wird [SCH02], [KLO99]. Dies wäre mit der realen Temperatur der Prüfumgebung als Bezug nicht der Fall. Dennoch macht es aus Gründen der Vergleichbarkeit und aufgrund der Tatsache, dass die Enthalpien teilweise aus den Wasserdampf-Tabellen entnommen werden (Bezug auf 0 °C), Sinn, sich auf entweder Norm- oder Standardbedingungen festzulegen. Für die Berechnung der einzelnen Energieströme werden folgende Gleichungen herangezogen.

$$\text{Luft:} \quad \dot{H}_L = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_L - \vartheta_U) + \dot{m}_W \cdot \Delta h_{\text{verd}} \quad (8.1)$$

$$\text{Wasserstoff:} \quad \dot{H}_{Br} = \dot{m}_{Br} \cdot [c_{pBr} \cdot (\vartheta_{Br} - \vartheta_U) + h_{oBr}] + \dot{m}_W \cdot \Delta h_{\text{verd}} \quad (8.2)$$

$$\text{Kühlmittel:} \quad \dot{Q}_{KM} = \dot{m}_{KM} \cdot c_{pKM} \cdot (\vartheta_{KM,A} - \vartheta_{KM,E}) \quad (8.3)$$

$$\text{Elektrizität:} \quad P_{el} = U \cdot I \quad (8.4)$$

$$\text{Bezugspunkt:} \quad \vartheta_U = 0^\circ\text{C}, p_U = 1013 \text{ mbar} \quad (8.5)$$

Zu bemerken ist hierbei, dass bei der Bestimmung der Gas-Energieströme die Verdampfungs- bzw. Kondensationsenthalpie des Wassers einbezogen werden muss. Da es sich bei den Medienströmen in den seltensten Fällen um reine Stoffe handelt, wird jeweils eine mittlere spezifische Wärmekapazität des Stoffgemisches in Abhängigkeit der Gastemperatur angesetzt.

Nach dem Ersten Hauptsatz der Thermodynamik muss die Differenz zwischen ein- und austretenden Energieströmen im stationären Zustand stets 0 ergeben. Die Systemgrenze verläuft gemäß Abb.8.5.

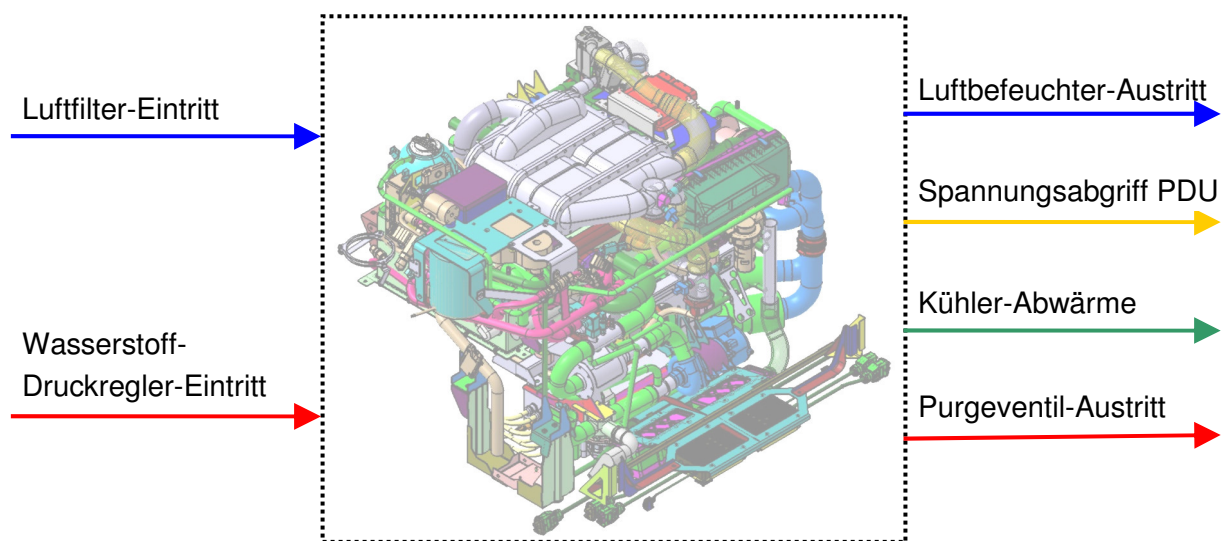


Abb. 8.5: Systemgrenze für die Energiebilanz des Laboraggregates

Der Wasserstoff wird ab dem Eintritt in den systemseitigen Druckregler bilanziert. Dort hat er einen Druck von ca. 12 bar. Der Austritt des Anodenabgases erfolgt am Purge-Ventil. Auf der Luftseite ist die Systemgrenze am Eintritt des Luftfilters sowie am Austritt des Befeuchters angesetzt, da die Abgasleitung als Teil des Fahrzeugs anzusehen ist. Der Abgriff der elektrischen Leistung erfolgt an der PDU am Ausgang zum Antriebsmotor. Bei der Kühlung übertritt nur der Kühlerwärmestrom die Bilanzgrenze.

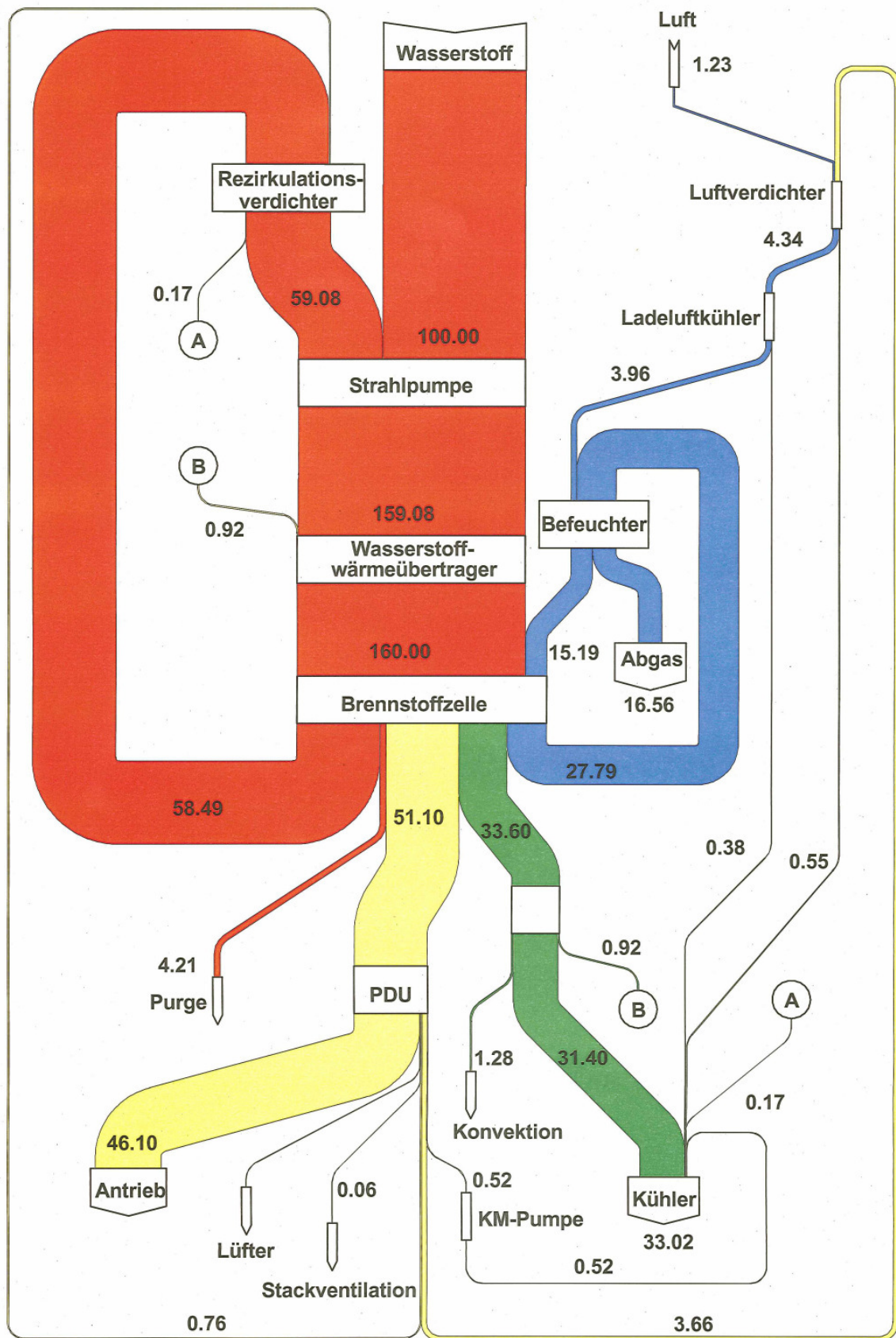


Abb. 8.6: Energieflussdiagramm des Laboraggregates bei einer Stromstärke von 100 A

Abb. 8.6 zeigt das Energieflussdiagramm des Laboraggregates gemäß der beschriebenen Systemgrenze bei einer konstanten Stapelmodulstromstärke von 100 A. Die farbliche Zuordnung der einzelnen Medien entspricht der bisherigen Konvention, wobei zusätzlich die elektrische Leistung in gelb dargestellt ist.

Der zugeführte Wasserstoff durchströmt die Strahlpumpe und vermischt sich mit dem zurückgeführten Anodenabgas. Das Gemisch strömt anschließend durch den Wasserstoffwärmeübertrager, wo es durch das Kühlmittel aufgeheizt wird. Gemäß dem für den Betriebspunkt erforderlichen Wasserstoffverhältnis von 1,6 wird das Gemisch dem Stapelmodul zugeführt. Das aus dem Stapelmodul austretende Anodenabgas bestehend aus Wasserstoff, Stickstoff und Wasserdampf wird über den Rezirkulationsverdichter zurückgeführt und in der Strahlpumpe mit dem Frischgas vermischt. Ein Teil der Verlustwärme des Rezirkulationsverdichters wird über das Kühlsystem abgeführt. Darüber hinaus werden über das Purge-Ventil etwa 4 % des zugeführten Wasserstoffes unverbraucht an die Umgebung abgelassen.

Die Frischluft wird vom Verdichter aus der Umgebung angesaugt und komprimiert. Dabei nimmt der Luftverdichter ca. 3,7 % des dem System zugeführten Energiestromes auf. Ein geringer Teil dieser Energie wird in Form von Wärme an das Kühlmittel abgegeben. Der Rest wird zur Druck- und Temperaturerhöhung des Gases aufgewendet. Die verdichtete Luft wird zunächst im Luftwärmeübertrager abgekühlt und tritt in den Befeuchter ein, wo der Energieinhalt durch die Wasseraufnahme fast vervierfacht wird, bevor sie in das Stapelmodul eintritt. Durch die weitere Wasseraufnahme und Temperaturerhöhung wird der Energieinhalt des Kathodengases innerhalb des Stapelmoduls noch einmal nahezu verdoppelt. Dieses durchströmt anschließend den Befeuchter, wo ein großer Teil des Wassers durch Kapillarkondensation auf die Frischgasseite übertritt. Das Kathodenabgas verlässt schließlich die Systemgrenze mit einem Energiestrom von ca. 16,6 % und wird an die Umgebung abgelassen. Dieser hohe Energieinhalt des Abgases lässt sich durch den hohen gasförmigen Wasseranteil in der Luft erklären. Der Energieinhalt gasförmigen Wassers als Reaktionsprodukt ist unter Verwendung des Brennwertes um die Kondensationsenthalpie höher als unter Verwendung des Heizwertes. Hierbei fällt auf, dass der Abgasenergiestrom erheblich größer ist, als zuvor beschrieben (siehe Kap. 2.2). Dies liegt ausschließlich daran, dass bei der vorliegenden Betrachtung der Brennwert des Wasserstoffs als Bezug verwendet wird. Generell besteht auch die Möglichkeit, die Energieströme auf den mit dem Heizwert gebildeten Wasserstoffenergiestrom zu beziehen, wodurch in Bezug auf die Abgasenergie eine bessere Vergleichbarkeit zu anderen Energiewandlungsmaschinen ohne Kondensationseffekte gegeben wäre. Jedoch müsste in diesem Fall der Anteil an Kondensationswärme, der innerhalb der Brennstoffzelle anfällt und vom Kühlmittel aufgenommen wird, rechnerisch vom Wärmestrom des Kühlmittels abgezogen werden, um eine korrekte Energiebilanz zu erhalten. Hierdurch würde ein verzerrter Sachverhalt hinsichtlich des abzuführenden Wärmestromes über das Kühlsystem entstehen. Da jedoch in dieser Arbeit die Kühlung des Stapelmoduls und der Systemkomponenten im Vordergrund steht, wird von dieser Darstellung abgesehen.

Das Kühlmittel nimmt innerhalb des Stapelmoduls einen großen Teil der Reaktionswärme auf. Zusätzlich durchströmt es gemäß der Verschaltung die weiteren Wärmequellen und Senken, wo es weitere Wärmeströme aufnimmt oder abgibt. Die Kühlmittelpumpe wendet für

die Umwälzung des Fluides etwa 0,5 % auf, die eine Druck- und Temperaturerhöhung des Kühlmittels bewirken. Schließlich werden 33 % der mit dem Wasserstoff zugeführten Brennstoffenergie in Form von Verlustwärme über den Kühler abgeführt. Der 1,28 % umfassende Wärmeanteil, der als Konvektion bezeichnet ist, entspricht dem Gesamtfehler bei der Bilanzierung des Kühlsystems. Analog zur Vorgehensweise aus Kap. 4.1.5 wird dieser Bilanzfehler als Wärmestrom aufgrund von Konvektion und Strahlung der Komponentenoberflächen aufgefasst.

Die Brennstoffzelle liefert eine elektrische Leistung von ca. 51 % des zugeführten Wasserstoffenergiestromes. Innerhalb der PDU erfolgt eine Aufteilung dieser Leistung auf die einzelnen Systemverbraucher und den Fahrzeugantrieb. Als Verbraucher sind hierbei der Luftverdichter, der Rezirkulationsverdichter sowie die Kühlmittelpumpe zu nennen. Das Gebläse zur Belüftung des Stapelmodulgehäuses fällt als Verbraucher nicht ins Gewicht und die Kühlerlüfter sind als solche am Laboraggregat nicht vorhanden, stellen aber im Fahrzeug einen weiteren Verbraucher dar. Beim untersuchten Laboraggregat wird die Antriebsleistung, die 46,1 % beträgt, von der Prüfstandslast aufgenommen und in das Versorgungsnetz zurückgespeist. Insgesamt verfügt das Aggregat somit über einen Gesamtwirkungsgrad von 46 %, wobei dieser unter Verwendung des Brennwertes von Wasserstoff berechnet ist. Für die Vergleichbarkeit mit herkömmlichen Kraftwerksprozessen sollte dieser allerdings über den Heizwert bestimmt werden. Dabei ergibt sich der Aggregatwirkungsgrad zu 54,5 %.

Auf Basis dieser energetischen Betrachtung des Laboraggregates lassen sich auf den ersten Blick zunächst zwei Optimierungsfelder identifizieren. Zum einen bietet die Ausnutzung der im Kathodenabgas enthaltenen Energie, die einen beachtlichen Anteil von 16,5 % ausmacht, ein hohes Potential zur Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades. Beispielsweise ist der Einsatz eines Expanders, der auf die Antriebswelle des Luftverdichters wirkt und somit dessen Stromverbrauch reduziert, denkbar. Zum anderen wirkt sich die Reduzierung der Purgeverluste direkt auf die Effizienz des Aggregates aus. Eine Erhöhung des zulässigen Stickstoffanteiles auf der Anodenseite durch eine weiter optimierte Rezirkulation würde ein selteneres Ablassen des Anodenabgases ermöglichen und folglich die Purgeverluste reduzieren. Allerdings kann hierbei mit einer größeren Leistungsaufnahme des Rezirkulationsverdichters gerechnet werden. In diesem Zusammenhang gilt es, das Optimum zwischen Verdichterleistung und Purgeverlusten zu finden.

Die bisher beschriebene energetische Betrachtung gibt eine sehr gute Möglichkeit zur Abschätzung von Optimierungspotentialen. Jedoch ist noch nicht der Aspekt berücksichtigt, dass nicht jede Energieform in jede beliebige andere Energieform unbegrenzt wandelbar ist. Da nur der wandlungsfähige Anteil einer Energie für den Prozess von Nutzen ist, ist für eine vollständige Bewertung des Gesamtsystems eine qualitative Analyse der Energieströme erforderlich. Diese qualitativen Aussagen lassen sich anhand einer exergetischen Bewertung erzeugen. Ein exergetischer Bewertungsansatz verbindet die Aussagen der beiden Hauptsätze durch Verwendung der Zustandsgröße Exergie, die den Umgebungszustand mit einbezieht und die Qualität der Energie beschreibt. [MER07], [HUS05], [COW01], [ISH04]

Exergie ist der unbeschränkt umwandelbare Teil der Energie, der aus einer beliebigen Energieform bei reversibler Wechselwirkung mit der Umgebung gewinnbar ist.

Folglich muss die Umgebung als groß gegenüber dem betrachteten technischen System angenommen werden, damit Zustandsänderungen im System keine Auswirkungen auf die Zustandsgrößen der Umgebung haben. [FRA86]

Für die Berechnung der Exergieströme der einzelnen Medien werden folgende Gleichungen herangezogen.

$$\text{Luft:} \quad \dot{E}_L = \dot{H}_L - \dot{m}_L \cdot T_U \cdot \left( c_{pL} \cdot \ln \frac{T_L}{T_U} - R_L \cdot \ln \frac{p_L}{p_U} \right) \quad (8.6)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{Br} &= \dot{m}_W \cdot \Delta h_{verd} + \dot{m}_{Br} \cdot \\ \text{Wasserstoff:} \quad & \left[ c_{pBr} \cdot (\vartheta_{Br} - \vartheta_U) + e_{Br} - T_U \cdot \left( c_{pBr} \cdot \ln \frac{T_{Br}}{T_U} - R_{Br} \cdot \ln \frac{p_{Br}}{p_U} \right) \right] \end{aligned} \quad (8.7)$$

$$\text{Kühlmittel:} \quad \dot{E}_{KM} = \dot{Q}_{KM} - \dot{m}_{KM} \cdot c_p \cdot T_U \cdot \ln \frac{T_{KM,A}}{T_{KM,E}} \quad (8.8)$$

$$\text{Elektrizität:} \quad \dot{E}_{el} = U \cdot I \quad (8.9)$$

$$\text{Bezugspunkt:} \quad T_U = 273,15 \text{ K}, p_U = 1013 \text{ mbar} \quad (8.10)$$

Für die meisten Analysen im Bereich der Energietechnik, wie auch im vorliegenden Fall, genügt es, die Umgebungstemperatur und den Umgebungsdruck festzulegen und ein einfaches Umgebungsmodell zu verwenden. Unter Berücksichtigung der gegebenen natürlichen Bedingungen wird die Umgebungstemperatur mit  $T_U = 273,15 \text{ K}$  gewählt und als Umgebungsdruck  $p_U = 1013 \text{ mbar}$  der Standarddruck verwendet [RIE07]. Der Brennstoffexergie des Wasserstoffs liegt jedoch das detaillierte Umgebungsmodell aus [BAE89] zugrunde.

Zur Bestimmung der Exergieverluste bei der entsprechenden Energiewandlung der einzelnen Apparate können zwei unterschiedliche Methoden verwendet werden. Zum einen können die Exergieverluste über die direkte Berechnung der irreversiblen Entropieproduktionsströme und Multiplikation mit der Umgebungstemperatur bestimmt werden. Zum anderen lassen sich die Exergieverluste durch die Bilanzierung der ein- und austretenden Exergieströme eines jeweiligen Apparates bestimmen. Im Folgenden kommt aus Gründen der Visualisierung letztere Methode zur Anwendung.

Exergieverluste treten beispielsweise bei folgenden Prozessen auf:

- Wärmetransport bei einer endlichen Temperaturdifferenz
- Reibung
- Verdichtung

- Mischung
- chemische Reaktionen

Abb. 8.7 zeigt das Exergieflussdiagramm des Laboraggregates unter der Verwendung der Berechnungsgleichungen 8.6 - 8.9 bezogen auf das oben beschriebene Umgebungsmodell. Der Betriebspunkt des Aggregates (100 A Stapelmodulstromstärke) sowie die Systemgrenze sind hierbei die gleichen, wie beim Energieflussdiagramm aus Abb. 8.6. Die auftretenden Exergieverluste der jeweiligen Prozesse sind in violett dargestellt.



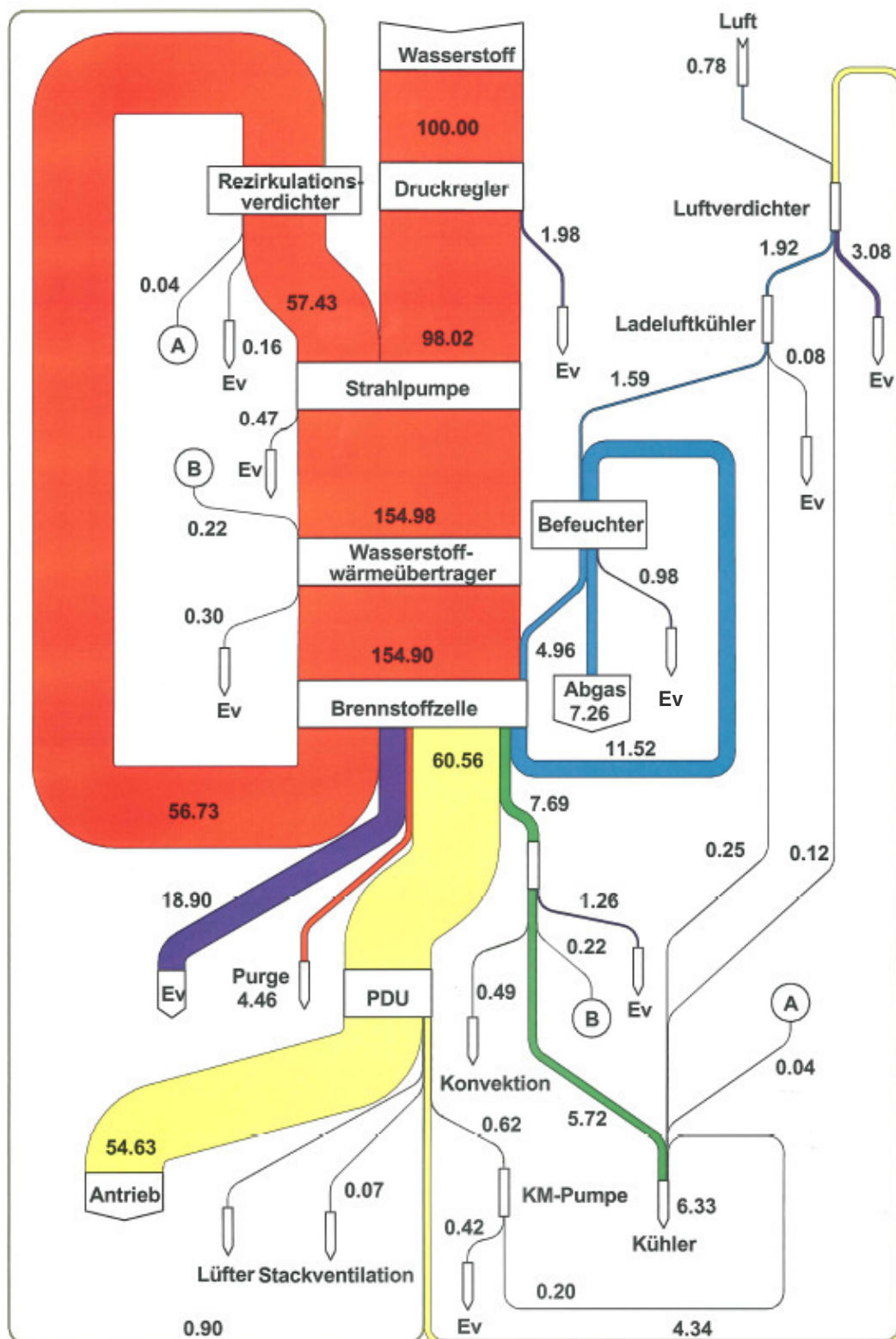


Abb. 8.7: Exergieflussdiagramm des Laboraggregates bei einer Stromstärke von 100 A

Zunächst lassen sich nennenswerte Exergieverluste im Stapelmodul, im Wasserstoffdruckregler, im Befeuchter, bei der Wärmeübertragung sowie bei der Luftverdichtung feststellen.

Beim Stapelmodul lassen sich bereits 17,7 % des insgesamt auftretenden Exergieverlustes von 18,9 % auf die begrenzte Wandelbarkeit des Wasserstoffes zurückführen. Diese kann über das Verhältnis der Brennstoffexergie zum Brennwert von Wasserstoff bestimmt werden. Die restlichen 1,2 % beruhen auf Verlusten bei der Wärmeübertragung aufgrund endlicher Temperaturdifferenzen zwischen den Stoffströmen innerhalb des Stapelmoduls. Generell fallen diese Exergieverluste aufgrund der geringen Temperaturdifferenzen verhältnismäßig klein aus. Dies lässt sich auch an den geringen Exergieverlusten der beiden Wärmeübertrager gut erkennen.

Der Exergieverlust über den Wasserstoffdruckregler hingegen, der einen prozentualen Wert von ca. 2 % der zugeführten Brennstoffexergie aufweist, wird im Wesentlichen durch die Reibung des strömenden Gases verursacht und ist als Verlust der Arbeitsfähigkeit des Gases zu verstehen.

Im Luftverdichter treten Exergieverluste infolge der irreversiblen Verdichtung von etwa 3,1 % auf. Ein hoher Anteil der elektrischen Arbeit wird hierbei dissipiert. Hierdurch wird insbesondere der Einsatz eines Expanders zur Gewinnung von Arbeit aus der Abgasexergie, die im betrachteten Betriebspunkt etwa 7,3 % beträgt, umso interessanter.

Der Exergieverlust durch die Wärmeübertragung am Kühler sowie den übrigen wärmeübertragenden Oberflächen des Kühlsystems beträgt insgesamt 1,26 %. Da die Exergie des Kühlmittels ohnehin im Fahrzeug nicht genutzt wird, fällt dieser Exergieverlust nicht weiter ins Gewicht.

Anhand dieser Daten lässt sich ein exergetischer Wirkungsgrad des Gesamtsystems durch

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}_{\text{nutz}}}{\dot{E}_{\text{aufw}}} = \frac{P_{\text{el}} + \dot{E}_{\text{Kühler}} + \dot{E}_{\text{Purge}} + \dot{E}_{\text{Abgas}} + \dot{E}_{\text{Konvektion}}}{\dot{E}_{\text{H}_2, \text{zu}} + \dot{E}_{\text{Luft, zu}}} \quad (8.11)$$

zu 72,6 % bestimmen. Dieser setzt alle theoretisch nutzbaren Exergieströme mit dem zugeführten Brennstoffexergiestrom ins Verhältnis. Der Literatur können zum Vergleich exergetische Wirkungsgrade anderer Energiewandlungsprozesse (z.B. Wärmekraftmaschine mit Abwärmenutzung) von ca. 80 % entnommen werden. [BAE06a]

Das Potential zur Reduzierung der Exergieverluste des Laboraggregates kann generell als gering eingeschätzt werden. Dennoch zeigt das Exergieflussdiagramm sehr gut den unbegrenzt wandelbaren Anteil der bisher ungenutzten Energieströme auf. Dies betrifft im Wesentlichen das Kathodenabgas sowie die Purgeverluste. Neben dem Einsatz eines Expanders wäre daher der Einsatz eines Nachbrenners, der den überschüssigen Luftsauerstoff des Kathodenabgases zusammen mit dem durch das Purgen abgelassenen Wasserstoff verbrennt und anschließend in einer kleinen Gasturbine in mechanische Arbeit wandelt, sinnvoll. Hierzu ist es erforderlich, dass der Wasserstoff kontinuierlich abgelassen wird. Eine Gasturbine hätte allerdings verbrennungsbedingte Stickoxidemissionen zur Folge, die den Vorteil der emissionsfreien Energiewandlung der Brennstoffzelle zum Antrieb von Kraftfahrzeugen reduzieren würde.

### 8.3 Fahrzeugvermessung

In Analogie zur Vorgehensweise beim HyMotion2 (vgl. Kap. 4) ist auch beim HyMotion3 die Vermessung im Klimawindkanal durchgeführt worden. Ziel dieser Untersuchungen ist zum einen die indirekte Bestimmung des Einbauwiderstandes über die Wärmebilanz des Kühlers zur Kalibrierung des KULI-Modells zur Beschreibung der luftseitigen Kühlerdurchströmung. Zum anderen hat die Vermessung ein Durchfahren des Großglockner-Prüfzyklus zum Ziel.

Da bereits im Rahmen der Untersuchung des Laboraggregates eine sehr detaillierte Betrachtung der einzelnen Systemkomponenten erfolgt ist, steht bei der Vermessung des Gesamtfahrzeugs im Klimawindkanal der Kühler bzw. dessen Wärmeübertragung an die Umgebung im Fokus. Daher beschränkt sich die im Fahrzeug verbaute Messtechnik auf jeweils einen Volumenstromsensor zur Ermittlung der kühlmittelseitigen Stapelmodul- und Kühlerdurchströmung. Darüber hinaus sind zur Bilanzierung der Wärmeströme beider Komponenten jeweils ein Temperatursensor am Ein- und Austritt vorgesehen. Ein zusätzlicher Temperatursensor erfasst die Außentemperatur.

#### 8.3.1 Vermessung von Konstantfahrten

Das Messprogramm umfasst insgesamt 5 Messungen bei konstanten Fahrgeschwindigkeiten von 40 – 120 km/h. Die Gegenkräfte der Rollen, auf denen das Fahrzeug bewegt wird, werden gemäß der fahrzeugspezifischen Fahrleistungskurve (Gl. 4.1) vorgegeben. Die Strömungsgeschwindigkeit des Klimawindkanals wird nach der Fahrgeschwindigkeit eingestellt. Die Temperatur der Strömungsluft beträgt bei allen Messungen 25 °C. Abb. 8.8 zeigt den Tiguan HyMotion3 im Klimawindkanal.

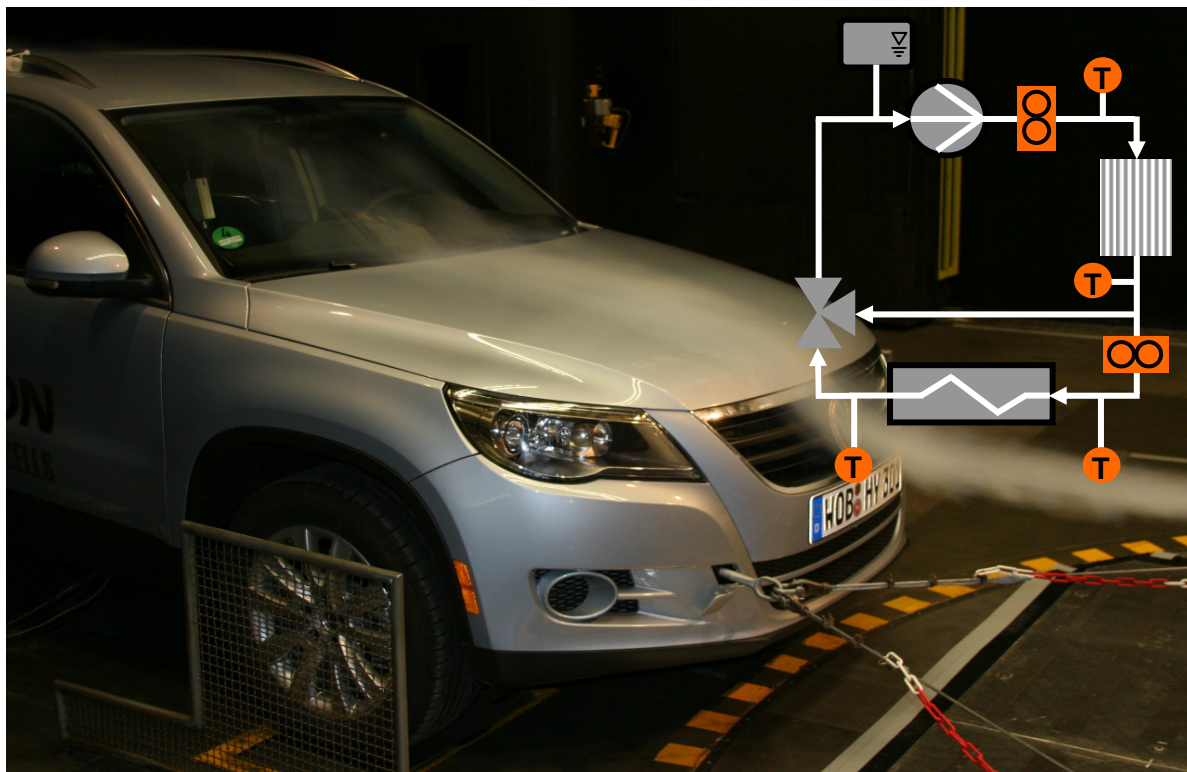


Abb. 8.8: Tiguan HyMotion3 im Klimawindkanal

Zur Erreichung eines stationären Betriebszustandes ist eine Messdauer von ca. 40 min erforderlich. Nach Erreichen dieses thermischen Gleichgewichts werden die Messwerte über eine Dauer von ca. 1 min erfasst und anschließend der jeweilige Mittelwert gebildet. Abb. 8.9 zeigt als Ergebnis dieser Messungen die über Gl. 4.10 berechneten Wärmeströme des Stapelmoduls sowie des Kühlers auf der Kühlmittelseite.

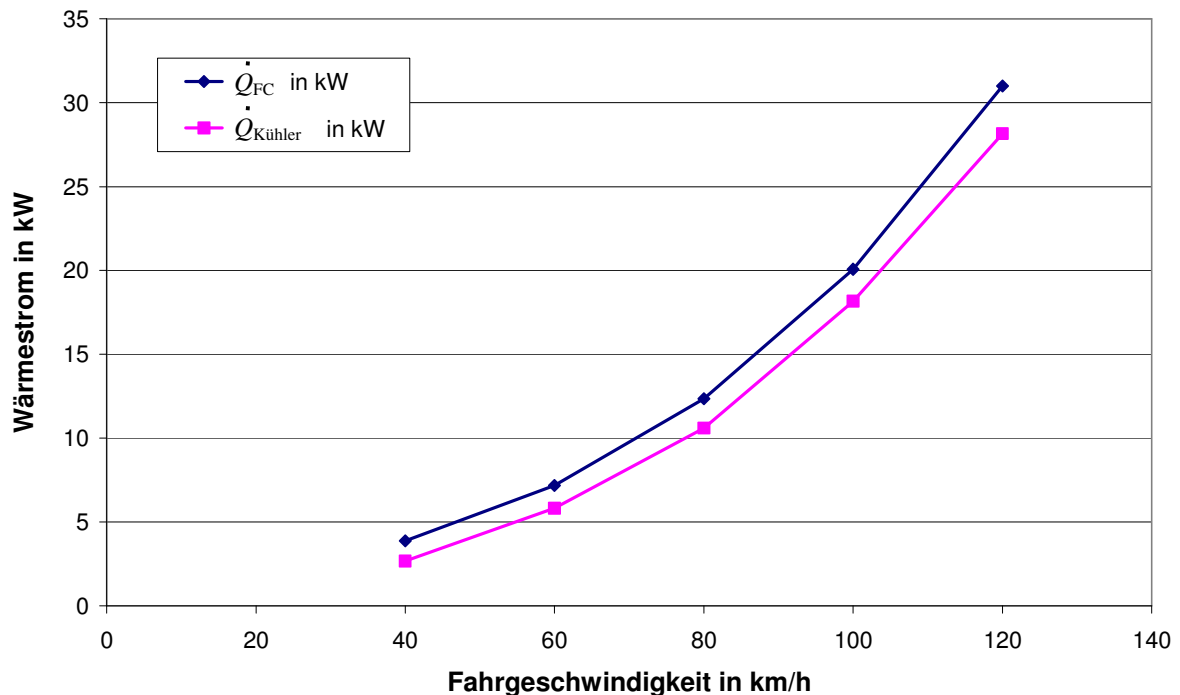


Abb. 8.9: Kühler- und Stapelmodul-Wärmeströme bei den Konstantfahrten

Die Wärmeabgabe des Stapelmoduls ist hierbei identisch zu den Messwerten auf dem Aggregateprüfstand. Der über den Kühler abgeführte Wärmestrom hingegen ist etwa um 1-1,5 kW niedriger als der über den Prüfstandskühler abgeführte Wärmestrom bei der Vermessung des Laboraggregates. Diese Differenz beruht auf der Durchströmung des Vorderwagens im Windkanal und der somit erhöhten Wärmeverluste durch Konvektion an den Komponentenoberflächen. Durch den besseren Stapelmodulwirkungsgrad im Vergleich zum HyMotion2 ist der absolute Betrag der Verlustwärme um etwa 6 % niedriger.

Abb. 8.10 zeigt die durch KULI ermittelten Luftmassenströme durch die Kühler beider Fahrzeuggenerationen. Der anhand der Messungen im Klimawindkanal ermittelte Einbauwiderstand des Vorderwagens entspricht durch die optimierte Strömungsführung auf der Luftseite (Reduktion von Leakageströmungen, geringerer Abstand zwischen Kühler und Vorderwagenkomponenten durch drückende Lüfter, etc.) nur noch etwa 1/3 des Einbauwiderstandes vom HyMotion2. Als Konsequenz hieraus ergibt sich eine erhebliche Steigerung der luftseitigen Kühlerdurchströmung sowohl mit als auch ohne Betrieb der Lüfter.

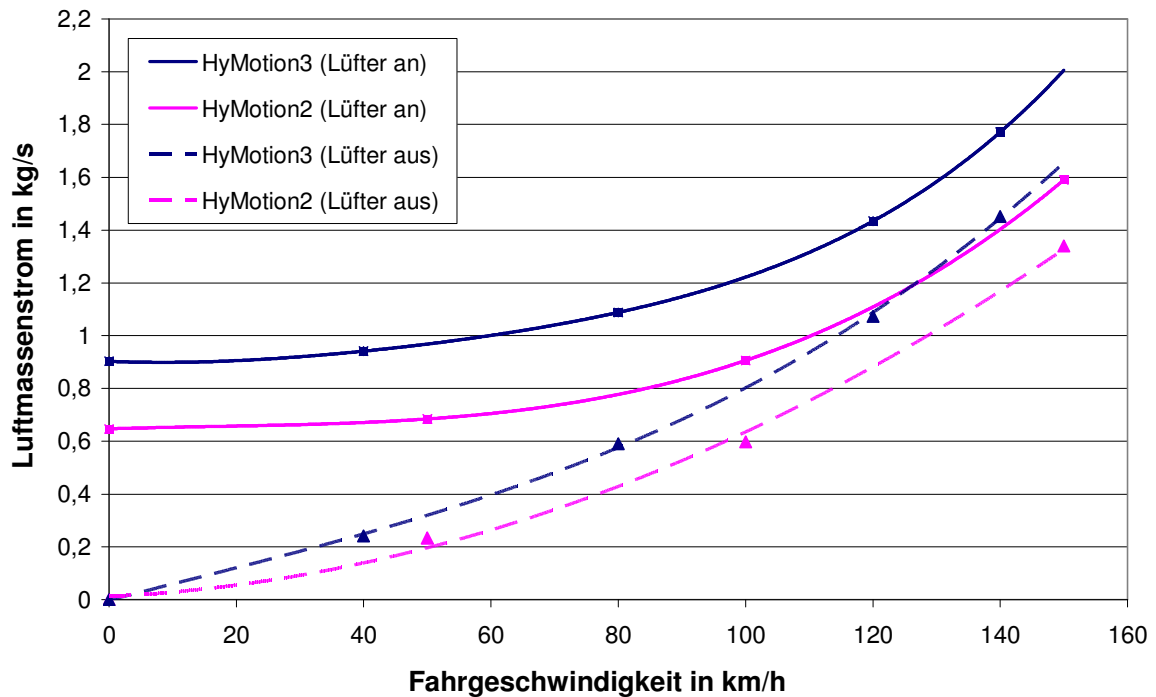


Abb. 8.10: Gegenüberstellung des Kühlluftmassenstromes der beiden Fahrzeuggenerationen

Die resultierenden Steigerungen der Wärmeübertragung und der somit erreichbaren Fahrleistungen werden in Kap. 8.6 im Rahmen einer eingehenden Gegenüberstellung der beiden Fahrzeuggenerationen behandelt.

### 8.3.2 Großglockner-Zyklus

Im Folgenden wird zunächst auf die Steigungsfahrt des Großglockner-Prüfzyklus eingegangen. Dieser sieht in seiner ursprünglichen Form gemäß der VW-internen Prüfvorschrift EP 16500.10 die Fahrt des Großglockner-Steigungsprofils mit einer konstanten Geschwindigkeit von 55 km/h vor und entspricht einem Abnahmezyklus von Fahrzeugkühlsystemen für den Einsatz der gemäßigten Klimazone. Mit dem HyMotion2 konnte ein Durchfahren dieses Steigungsprofils mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 35 km/h absolviert werden, wobei der Grenzbereich in Bezug auf die Wärmeabfuhr erreicht worden ist und es zur ersten Leistungsreduktion des Stapelmoduls gekommen ist.

Die im Vorfeld zur Vermessung des HyMotion3 durchgeführte Simulation der Steigungsfahrt hat ergeben, dass das Durchfahren des Großglockner-Profiles mit der vorgegebenen Fahrgeschwindigkeit von 55 km/h unter Einhaltung der Belastungsgrenzen des Stapelmoduls möglich ist. Abb. 8.11 stellt das entsprechende Steigungs- und Höhen-Profil für diese Fahrgeschwindigkeit dar. Zu Beginn des Zyklus liegt die Außentemperatur bei 30 °C und wird in Abhängigkeit der Höhe auf minimal 18 °C abgesenkt.

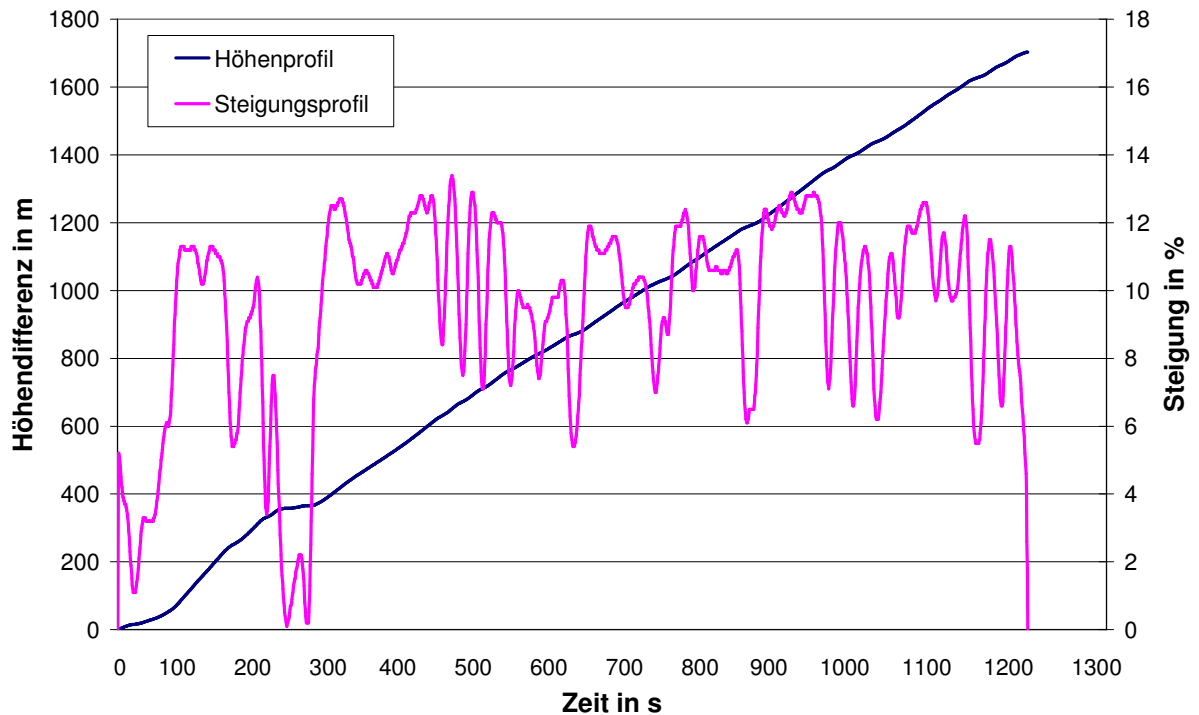


Abb. 8.11: Höhen- und Steigungsprofil des Großglockners bei 55 km/h

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung im Klimawindkanal sind in Abb. 8.12 in Form der Stapelmodulleistung sowie der Austrittstemperatur dargestellt. Letztere ist die maßgebliche Größe für das Erreichen der Betriebsgrenzen des Stapelmoduls.

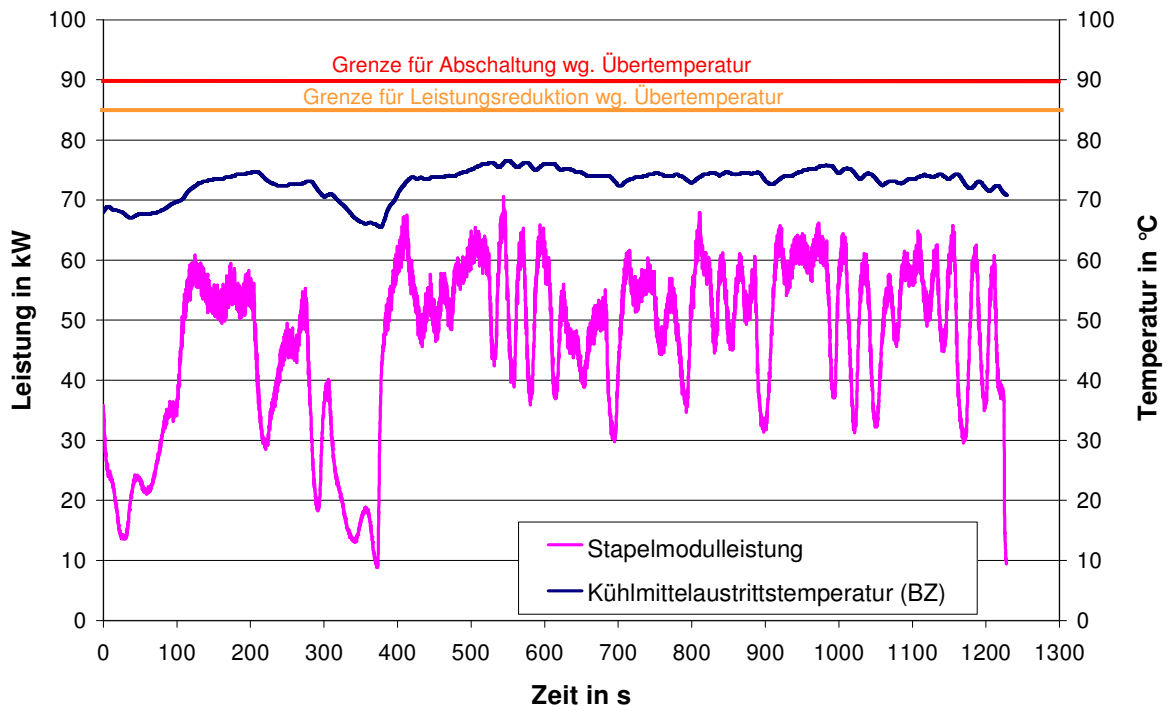


Abb. 8.12: Leistung- und Temperaturverlauf der Großglockner-Passfahrt



Mit dem Erreichen einer Austrittstemperatur von 85 °C wird die Leistung soweit reduziert, bis sich ein Absenken der Temperatur zeigt. Ab einer Stapelmodulaustrittstemperatur von 90 °C wird das System abgeschaltet, um eine dauerhafte Schädigung der einzelnen Zellen zu verhindern. Während der Passfahrt liefert das Stapelmodul eine Spitzenleistung von 70 kW und eine mittlere Leistung von 47 kW. Trotz der hohen Leistungen verbunden mit der entsprechend niedrigen Fahrgeschwindigkeit erfolgt die Wärmeabgabe über den Kühler bei einem Temperaturniveau, welches noch unter den Grenzwerten liegt. Die höchste auftretende Kühlmitteltemperatur liegt bei 77 °C. Somit gilt der VW-interne Prüfzyklus für die gemäßigte Klimazone als bestanden und das Fahrzeug weist darüber hinaus weiteres Potential für noch widrigere Betriebsbedingungen auf. Eine Abschätzung hierzu wird in Kap. 8.6 beschrieben und diskutiert.

Der dynamische Betrieb des Brennstoffzellenaggregates während der Großglockner-Fahrt ermöglicht ferner eine Überprüfung der Reglerauslegung und -parametrierung der Kühlmittelpumpe, des Thermostatventils sowie der Lüfter.

Zur Überprüfung des Thermostatventils wird das Temperaturverhalten während der Startphase des Aggregates herangezogen. Zu Beginn liegt die Temperatur am Stapelmoduleintritt unter der Soll-Temperatur von 63 °C (siehe Abb. 8.13). Zu diesem Zeitpunkt ist das Thermostat so angesteuert, dass der Bypass vollständig geöffnet ist und der Kühler nicht durchströmt wird. Nach etwa 180 s wird die Solltemperatur erreicht und das Thermostat lässt einen Teilvolumenstrom durch den Kühler. Dessen inneres Volumen ist bis dahin noch mit kaltem Kühlmittel gefüllt. Durch das Beimischen dieses Volumens kommt es zu einem kurzen unterschreiten der Soll-Vorgabe, wodurch der Kühler wieder geschlossen wird.

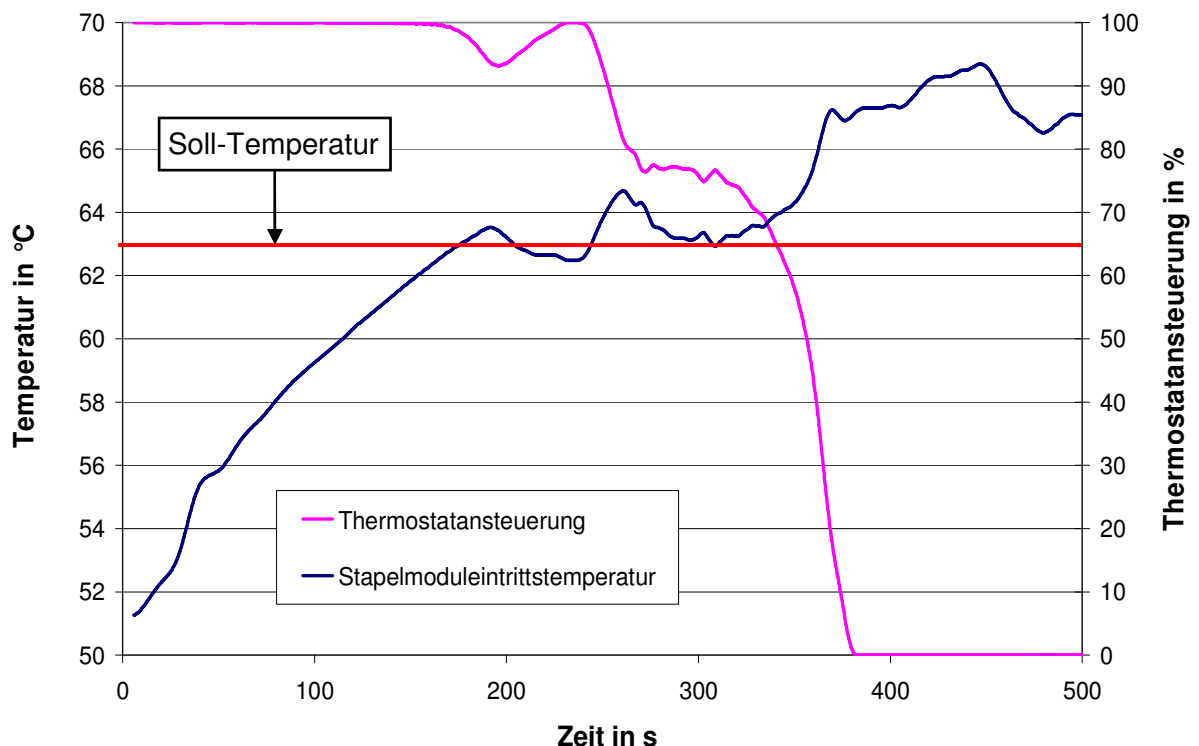


Abb. 8.13: Thermostatregelung beim HyMotion3

Anschließend versucht das Thermostatventil durch kontinuierliches Öffnen der Kühlerseite die Soll-Temperatur zu halten. Nach etwa 380 s ist der Strömungsweg des Kühlers vollständig geöffnet und der Regelbereich des Thermostaten erreicht. Das Regelverhalten des Thermostatventils kann anhand dieses Temperaturverlaufes als hinreichend gut eingeschätzt werden, da das Thermostat in der Lage ist, ohne großes Überschwingen die Soll-Temperatur einzustellen und der hohen Dynamik der Störgrößen (wie z.B. Lastwechsel) zu folgen.

Aufgrund der hohen Stapelmoduleleistung in Verbindung mit der niedrigen Fahrgeschwindigkeit werden die Lüfter während des Großglocknerzyklus in einem hohen Maße zur Erhöhung des Kühlluftvolumenstromes betrieben. Die Lüfter haben die Aufgabe, die Kühlmitteltemperatur am Stapelmoduleintritt auf 65 °C zu regeln. Sie werden also erst dann eingesetzt, wenn das Thermostatventil bereits an der oberen Regelgrenze ist. Im vorderen Bereich von Abb. 8.14 steigt die Kühlmitteltemperatur über die Sollgröße von 65 °C, wodurch ein schnelles Hochdrehen der Lüfter bewirkt wird.

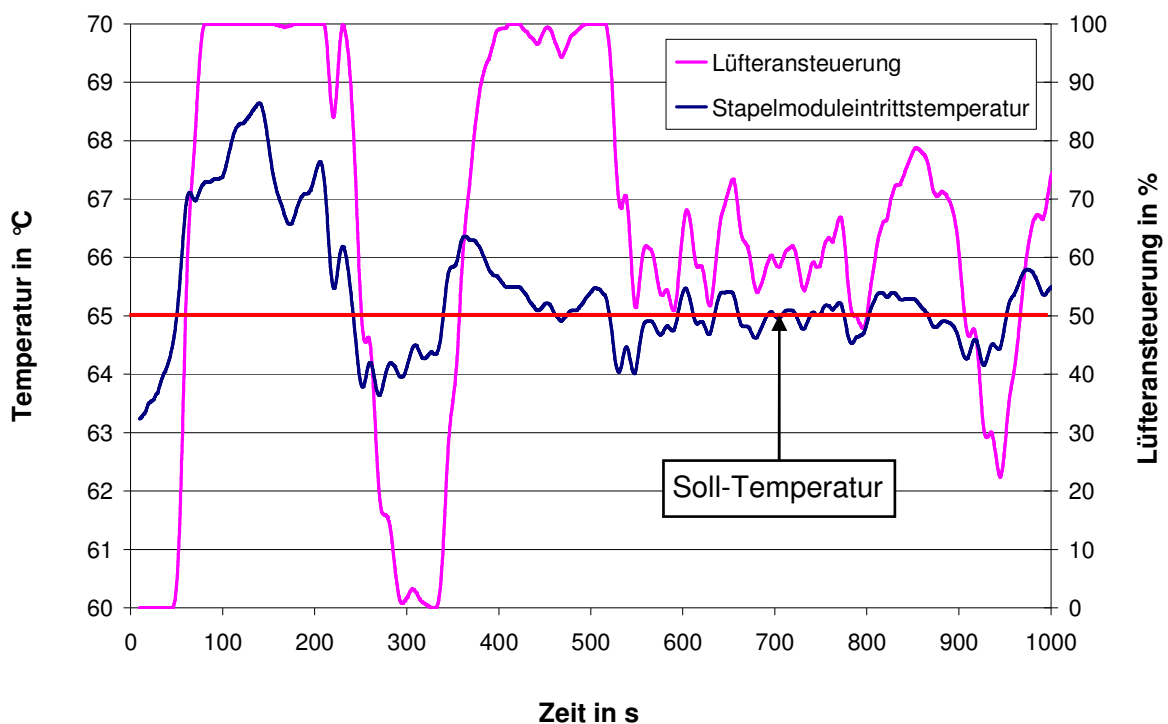


Abb. 8.14: Lüfterregelung beim HyMotion3

Da aber der Wärmeeintrag in das Kühlmittel höher ist, als der Kühler mit maximaler Lüfterdrehzahl abführen kann, steigt die Temperatur weiter an. Im hinteren Bereich der Abbildung befinden sich die Lüfter im Regelbereich, in dem sie versuchen, die Kühlmitteltemperatur auf konstant 65 °C zu regeln. Die Abweichungen von unter  $\pm 1$  K zwischen Soll- und Ist-Temperatur kann als gut eingeschätzt werden. Durch den verwendeten Controller, der bei maximaler Lüfteransteuerung auch die maximale Stromstärke zum Beschleunigen der Lüfter freigibt, wird der hohen Dynamik der Regelstrecke Rechnung getragen. Dies war beim HyMotion2 aufgrund einer limitierten Stromänderungsgeschwindigkeit hervorgerufen durch den Controller (vgl. Kap. 4.1.5) nicht der Fall.



Anders als bei den Lüftern und dem Thermostatventil wird die Kühlmittelpumpe ausschließlich gesteuert. Hierfür ist seitens des Stapelmodulherstellers eine Kennlinie vorgegeben, die die zulässige Stapelmodultemperaturdifferenz in Abhängigkeit der Stromstärke bestimmt. Diese Abhängigkeit ist in Abb. 8.15 als  $\Delta T_{\text{soll}}$  bezeichnet.

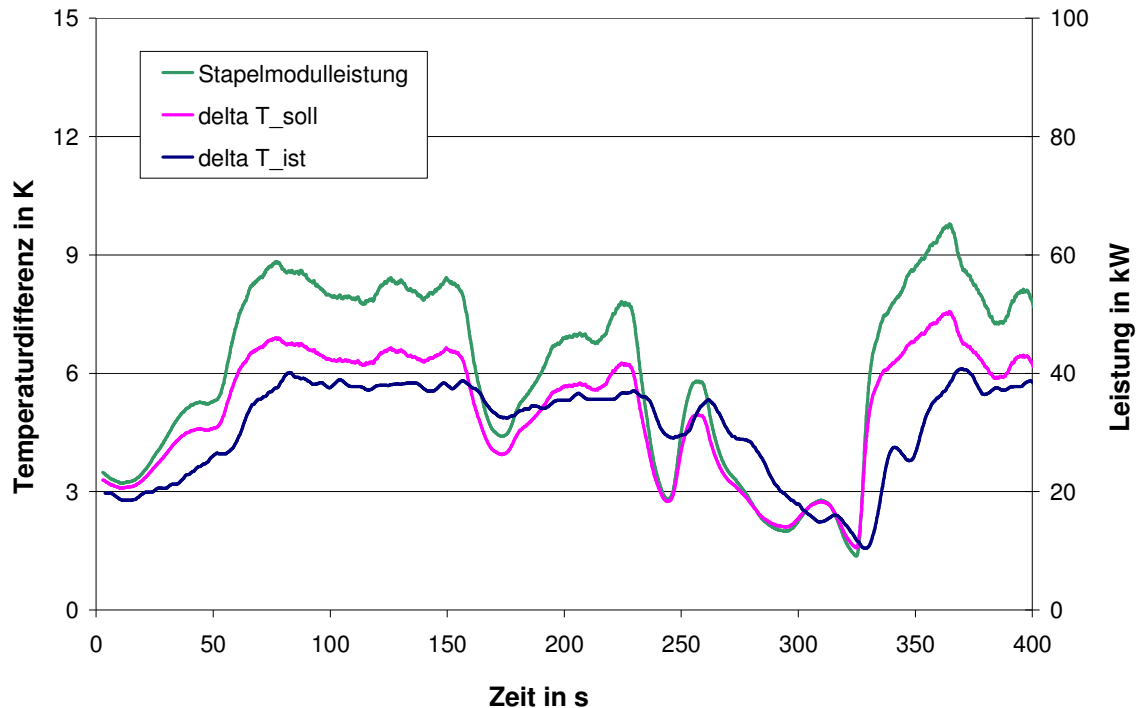


Abb. 8.15: Pumpensteuerung beim HyMotion3

Die reale Temperaturdifferenz zwischen Stapelmodulein- und -austritt ( $\Delta T_{\text{ist}}$ ) wird anders als bei einer Regelung nicht gemessen und anschließend mit der Sollgröße verglichen. Vielmehr greift das Steuergerät auf eine Wertetabelle zurück, die eine Pumpenansteuerung in Abhängigkeit der Stapelmodulstromstärke vorgibt. Diese Vorgabe muss aufgrund der sich schnell ändernden Stromstärke, aber eher trägen Änderung der Temperaturerhöhung des Stapelmoduls, stark gedämpft erfolgen, um zu große Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Temperaturdifferenz zu verhindern. Die Werte dieser Tabelle sind im Rahmen der dynamischen Kühlturmsimulation entstanden.

Bei steigenden und konstanten Leistungen ist die tatsächliche Temperaturdifferenz niedriger als erforderlich. Demnach wird eine höhere Pumpenleistung abgefordert als notwendig. Bei abwärtstransienten Leistungen hingegen sinkt die tatsächliche Temperaturdifferenz weniger schnell als die Sollvorgabe. In diesen Betriebspunkten werden die Vorgaben des Herstellers nicht vollständig erfüllt, wobei die Dauer und Höhe dieser Grenzwertüberschreitungen gering sind. Künftig bietet die Ansteuerung der Pumpe weiteres Optimierungspotential dahingehend, dass die auftretende Regelabweichung in beide Richtungen zu reduzieren ist. Zukünftig wird dies auch durch den Einsatz eines Reglers, der die tatsächliche Temperaturdifferenz zwischen Stapelmodulein- und -austrittstemperatur berücksichtigt, erfolgen.

#### 8.4 CFD-Berechnung der Vorderwagendurchströmung

Zur alternativen Bestimmung des Luftmassenstromes durch den Kühler ist eine CFD-Berechnung der Vorderwagendurchströmung in Auftrag gegeben worden. Die Ergebnisse der Berechnung sollen denen der Messung im Klimawindkanal gegenübergestellt werden, um zum einen die Belastbarkeit der Werte zu bekräftigen und zum anderen einen Vergleich der beiden Methoden hinsichtlich des Aufwandes und der Genauigkeit zu ermöglichen. Darüber hinaus erlaubt eine numerische Berechnung der Vorderwagendurchströmung einen detaillierteren Einblick in Bezug auf die Homogenität der Kühlerdurchströmung, die Bestimmung von Leakageströmen und die Verblockung des Strömungsweges.

Zur numerischen Bestimmung der Vorderwagendurchströmung sind folgende Schritte erforderlich:

- Definition der Berechnungsziele
- Aufbereitung des CAD-Modells
- Gittergenerierung
- Vorgabe von Randbedingungen und Komponentenkennlinien
- Berechnung
- Auswertung und Dokumentation

Nachdem die Berechnungsziele festgelegt worden sind, wird der entsprechende zu betrachtende Ausschnitt des Gesamtfahrzeug-CAD-Modells aufbereitet. Diese sehr umfangreiche Aufbereitung umfasst unter anderem das Schließen von Löchern, das Erzeugen von Bauteilhüllen, das saubere Verschneiden benachbarter Bauteile sowie ein allgemeines Entfernen von für die Strömungsberechnung nicht notwendigen Details. Die daraufhin vorliegende Geometriebeschreibung wird im nächsten Schritt als Grundlage zur Gittergenerierung herangezogen. Dabei wird jedes Bauteil durch eine diskrete Hülle beschrieben und anschließend zu einem Gesamtmodell verschnitten. [LUN02]

Die luftseitig durchströmten Komponenten (Wärmeübertrager, Klimakondensator, etc.) werden als „poröse Medien“ abgebildet, d.h. es werden die im Vorfeld vermessenen luftseitigen Druckverlustkennlinien hinterlegt. Die Lüfter werden über ein Impulsquellenmodell nachgebildet. Sie bestehen jeweils nur aus einer Kreistringscheibe und weisen keine weiteren Details der Schaufelgeometrie auf. Der Druckanstieg über jeden Lüfter wird mit Hilfe seiner Kennlinie modelliert. [LUN04]

Als Randbedingung zur Berechnung wird am Eintritt in das Berechnungsgebiet ein geeignetes Geschwindigkeitsprofil (im einfachsten Fall blockförmig) vorgegeben. Der Boden (die Strasse) wird als eine mit Fahrzeuggeschwindigkeit bewegte Wand betrachtet.

Die Berechnung ist für drei verschiedene Fahrgeschwindigkeiten (40, 80 und 120 km/h) jeweils mit und ohne Lüfterbetrieb durchgeführt worden.

Als Berechnungsergebnisse können im anschließenden Postprozessing die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten in Form von Vektorverteilungen dargestellt werden. Diese geben Aufschluss über die Homogenität der Kühlerdurchströmung, etwaige Leakageströme und Verblockungen der Strömungswege. Darüber hinaus können die Luftmassenströme durch die einzelnen luftseitig durchströmten Komponenten bestimmt werden. Abb. 8.16 zeigt eine Strömungsverteilung in der mittleren Fahrzeugschnittebene bei einer Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h.

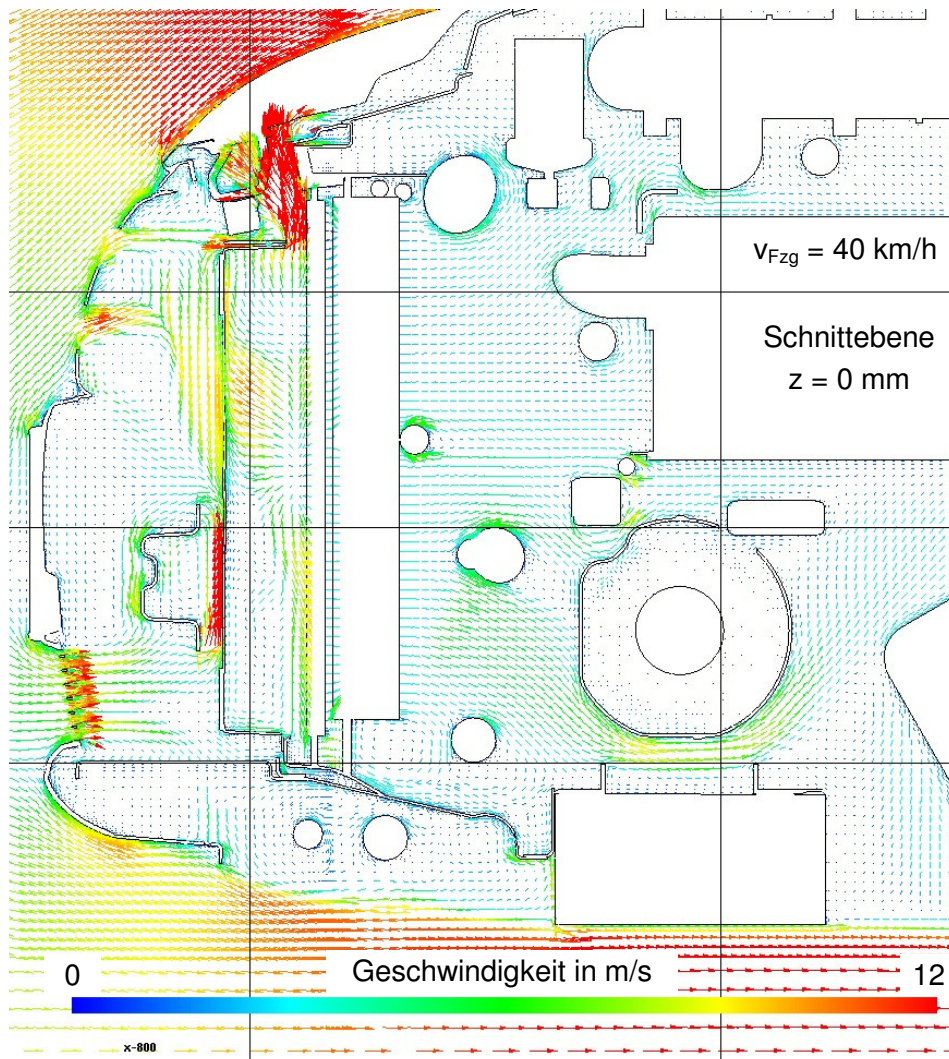


Abb. 8.16: Geschwindigkeitsverteilung im Vorderwagen

Die Abbildung stellt das Geschwindigkeitsprofil der Luftströmung durch den Vorderwagen in einem farblichen Verlauf dar. Die durch die oberen und unteren Kühlerschutzgitter eintretende Luft weist lokal sehr unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten auf. Sie wird durch die Lüfter weiter beschleunigt, bevor Sie den Klimakondensator durchströmt. An dessen Austritt liegt eine homogene Strömungsverteilung vor. Im Bereich hinter dem Kühler ist der große Freiraum, der ein gutes Abströmen zulässt, zu erkennen. Im oberen Bereich des Kühlers sowie hinter dem Stoßfängerquerträger treten starke Verwirbelungen auf, die die Kühlerdurchströmung negativ beeinflussen. Insbesondere oberhalb des Kühlers ist ein Leakagestrom zu erkennen, da dort die Abdichtung zwischen Kühler und Montageträger nicht

abgebildet zu sein scheint. Abb. 8.17 zeigt die korrespondierende Massenstromdichteverteilung des Kühlers.

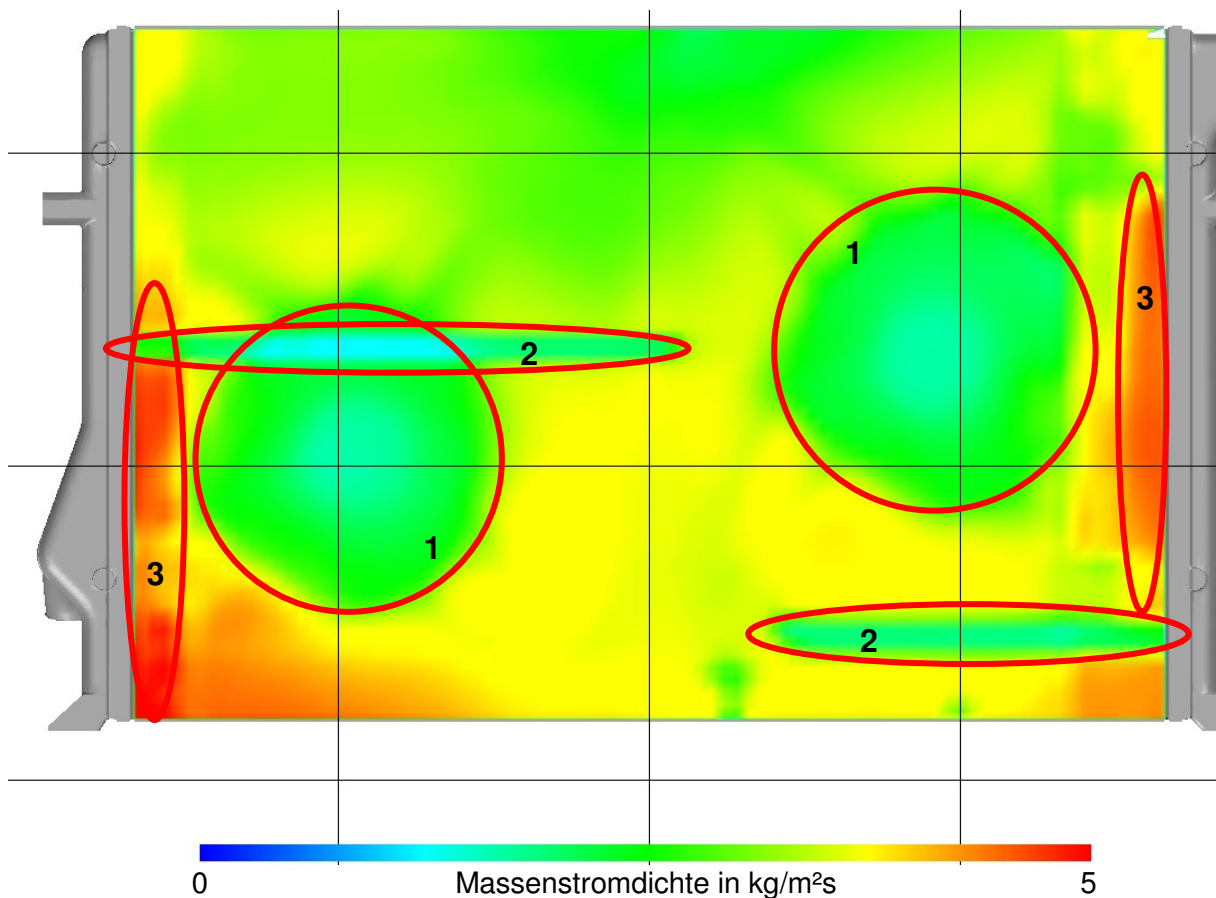


Abb. 8.17: Massenstromdichteverteilung des Kühlers bei 40 km/h

Anhand der Massenstromdichteverteilung des Kühlers lassen sich drei wesentliche Effekte erkennen, die entsprechend rot markiert sind. Bereich 1 zeigt die Verblockung durch die Lüfternaben. Im Bereich 2 wird die Strömung durch die hinter dem Kühler verlaufende Verschlauchung verblockt. In den äußeren Randbereichen 3 zeigt sich eine erhöhte Massenstromdichte, die auf den schmalen Klimakondensator zurückzuführen ist. Darüber hinaus ist erkennbar, dass die Kühlerdurchströmung im unteren Bereich höher als im oberen ist. Hier wirkt sich der stärker durchströmte untere Lufteinlass des Vorderwagens aus. Insgesamt kann trotz dieser Effekte von einer homogenen Kühlerdurchströmung gesprochen werden. Ein Maß für die Homogenität der Kühlerdurchströmung ist der Gleichverteilungsindex  $\gamma$ . Dieser berechnet sich zu

$$\gamma = 1 - \frac{1}{2 \cdot A \cdot \bar{v}} \cdot \int |\vec{v}_i - \bar{\vec{v}}| dA. \quad (8.12)$$

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h liegt dieser bei ca. 0,77 und steigt mit höheren Fahrgeschwindigkeiten bis zu 0,92. Gründe hierfür liegen darin, dass die Luftströmung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten maßgeblich durch die Lüfter, die ein turbulenteres Strö-

mungsfeld vor dem Kühler verursachen, erzeugt wird. Übliche Werte für den Gleichverteilungsindex für den Fall nicht angetriebener Lüfter liegen zwischen 0,8 und 0,95.

### 8.5 Abgleich der Messergebnisse mit der CFD-Berechnung

Folgende Betrachtung soll die Ergebnisse der CFD-Berechnung der Vorderwagendurchströmung denen der Vermessung im Klimawindkanal mit anschließender Weiterverarbeitung mittels KULI gegenüberstellen. Es wird ein Vergleich hinsichtlich Vertrauensniveau und Detailtiefe der Ergebnisse sowie des Aufwandes angestellt.

Zunächst werden in Abb. 8.18 die auf beide Weisen ermittelten Kühler-Luftmassenströme sowohl mit als auch ohne Lüfterbetrieb dargestellt.

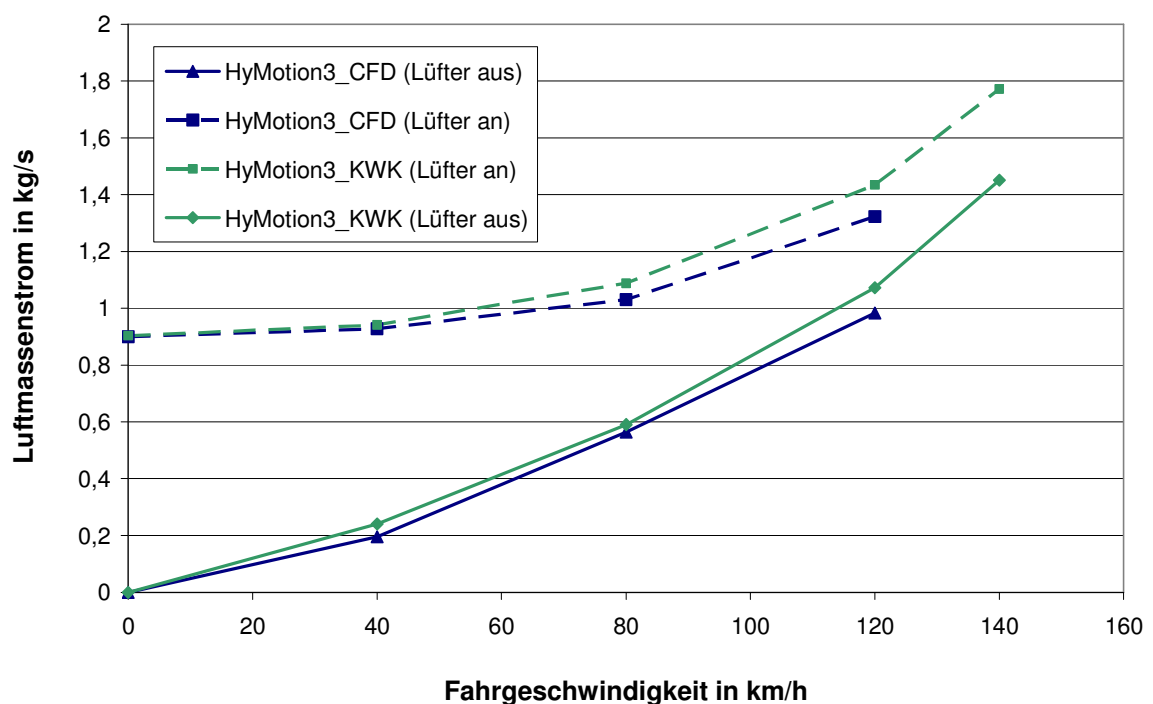


Abb. 8.18: Gegenüberstellung der Ergebnisse aus dem Klimawindkanal und der CFD-Berechnung

Die Kurven zeigen, dass die Ergebnisse der beiden Vorgehensweisen durchaus vergleichbar sind, allerdings der über die CFD-Berechnung ermittelte Luftmassenstrom geringfügig niedriger als der messtechnisch ermittelte ist. Dies trifft sowohl für die mit maximaler Drehzahl betriebenen als auch für die nicht angetriebenen Lüfter zu. Mögliche Ursache hierfür kann sein, dass in dem für die CFD-Berechnung verwendeten CAD-Modell die Abdichtung im oberen Bereich des Kühlers (vgl. Abb. 8.16) nicht berücksichtigt ist, wodurch es zu erhöhten Leckagevolumenströmen kommt. Diese werden im realen Aufbau durch Abdichtungen verhindert.

Ein wesentlicher Vorteil der Vermessung des Fahrzeugs im Klimawindkanal und anschließender Weiterverarbeitung in KULI ist die Tatsache, dass neben den ermittelten Messwerten

ein kalibriertes Berechnungsmodell vorliegt, welches mit geringem Aufwand für Parametervariationen herangezogen werden kann. Es lassen sich auf einfache Weise Komponenten (Kühler, Lüfter, etc.) austauschen, oder die Randbedingungen (Fahrgeschwindigkeit, Außentemperatur, etc.) ändern. Die Berechnung eines Betriebspunktes ist hierbei innerhalb von wenigen Sekunden vollzogen. Bei der CFD-Berechnung hingegen kann die Rechenzeit für einen Betriebspunkt mehrere Stunden in Anspruch nehmen.

Der Vorteil der CFD-Berechnung ist die Vorhersagemöglichkeit der Kühlerdurchströmung bereits während der Phase des Komponenten-Packages, folglich vor dem Aufbau des Fahrzeugs, wohingegen die Vermessung im Klimawindkanal einen vollständigen realen Vorderwagen erfordert. Somit lassen sich bereits im Vorfeld verlässliche Aussagen über die erreichbare Kühlleistung tätigen. Mit KULI lassen sich vorab unter Abschätzung des Einbauwiderstandes, der den Druckverlust des Vorderwagens sowie etwaige Leckageströmungen berücksichtigt, nur grobe Aussagen über die Kühlerdurchströmung treffen.

Wie in Kap. 8.4 beschrieben, liefert die CFD-Berechnung neben dem Gesamtluftmassenstrom detaillierte Erkenntnisse über die Strömungsverhältnisse, wie z.B. die Homogenität der Luftströmung oder die Geschwindigkeitsverteilung im Vorderwagen. Auf Basis dieser Daten lassen sich weitere Detailoptimierungen z.B. durch gezielte Luftleitbleche und Abdichtmaßnahmen durchführen.

Prinzipiell muss der erforderliche Aufwand für beide Methoden als hoch eingeschätzt werden. Für beide Wege ist die Kenntnis der wesentlichen Komponenteneigenschaften (Kühlerkennfeld, Lüfterkennlinie und Druckverlustkurven aller durchströmten Bauteile) relevant. Hierzu müssen die Komponenten auf separaten Prüfständen einzeln vermessen werden. Darüber hinaus schließt sich auf der einen Seite der Aufbau des KULI-Modells sowie die Messung im Klimawindkanal an. Letztere bringt die messtechnische Ausrüstung des meist schwer zugänglichen Fahrzeugvorderwagens mit sich. Die eigentliche Messung kann innerhalb weniger Stunden erfolgen. Auf der anderen Seite ist für die CFD-Berechnung die sehr zeitintensive Aufarbeitung der CAD-Daten erforderlich. Diese kann je nach Komplexität des Vorderwagens mehrere Wochen beanspruchen. Die anschließenden Berechnungen vollziehen sich hingegen innerhalb weniger Tage.

Der Serienentwicklungsprozess bei Volkswagen sieht derzeit die Verwendung beider Vorgehensweisen vor, wobei hierbei jeweils auch unterschiedliche Berechnungsziele vorliegen können. Beispielsweise können bei einer CFD-Berechnung des Vorderwagens eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor auch die Bauteiloberflächentemperaturen im Fokus liegen, um die Notwendigkeit von Wärmeleitblechen zu ermitteln.

## 8.6 Diskussion der Ergebnisse

Analog zur Vorgehensweise in Kap. 5.2.4 wird im Folgenden eine Betrachtung der erreichbaren Fahrleistungen durchgeführt. Hierzu wird der auf Basis der Fahrleistungskurve des Fahrzeugs und der Wirkungsgradkette vom Antrieb bis hin zum Stapelmodul bestimmte abzuführende Wärmestrom in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Demgegenüber stehen die Kurven, die den maximal abführbaren Wärmestrom über den Kühler



bestimmen. Diese werden mittels des kalibrierten Vorderwagenmodells in KULI bestimmt. Es ist jeweils eine Kurve mit angetriebenen Lüftern sowie mit freilaufenden Lüftern aufgetragen. Über das Lot auf die Ordinate im Schnittpunkt zwischen dem abzuführenden und dem abführbaren Wärmestrom kann die jeweils maximal erreichbare Fahrgeschwindigkeit bestimmt werden. In Abb. 8.19 ist dieser Zusammenhang für die Fahrt in der Ebene dargestellt. Als Randbedingungen sind eine Außentemperatur von 40 °C sowie eine zulässige dauerhafte Stapelmodulaustrittstemperatur von 85 °C zugrunde gelegt.

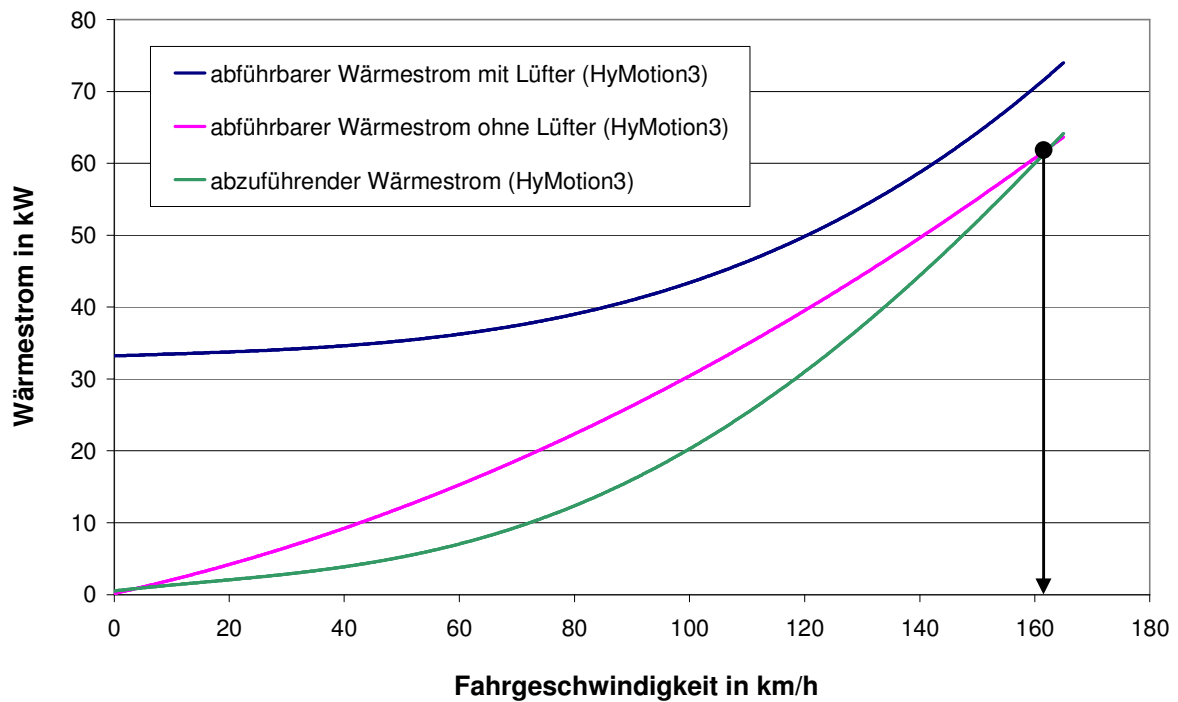


Abb. 8.19: Erreichbare Fahrgeschwindigkeit in der Ebene (HyMotion3)

Die Berechnung ergibt, dass selbst mit nicht angetriebenen Lüftern eine dauerhafte Fahrgeschwindigkeit von ca. 162 km/h erreicht werden kann. Mit angetriebenen Lüftern liegt diese im Bereich von etwa 180 km/h. Im Vergleich zum HyMotion2 mit 120 km/h ist eine enorme Steigerung der zulässigen Dauergeschwindigkeit zu verzeichnen. Noch drastischer zeigt sich diese Steigerung bei der gleichen Betrachtung für die Steigungsfahrt (6 % Steigung). Die Steigung hat hierbei einen erheblichen Einfluss auf die Fahrleistungskurve, wodurch die Kurve des abzuführenden Wärmestromes steiler verläuft. In Abb. 8.20 sind die Verläufe für die Steigungsfahrt bei sonst gleichen Randbedingungen aufgetragen.

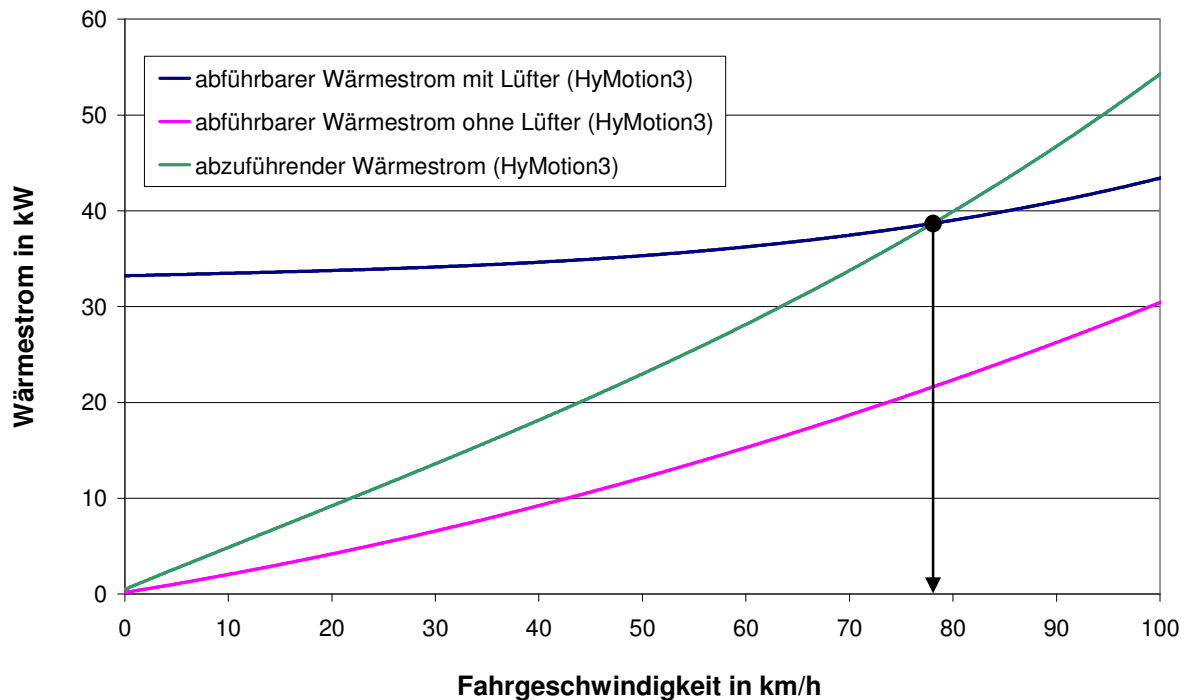


Abb. 8.20: Erreichbare Fahrgeschwindigkeit bei einer Steigung von 6 % (HyMotion3)

Die erreichbare Fahrgeschwindigkeit lässt sich für die Steigungsfahrt auf ca. 78 km/h bestimmen. Diese konnte gegenüber dem HyMotion2 mit 37 km/h mehr als verdoppelt werden. Darüber hinaus fällt allerdings auf, dass ein grundsätzlicher Betrieb des Fahrzeugs ohne Lüfter bei Außentemperaturen von 40 °C und darüber nicht möglich wäre.

Die über diese Betrachtung bestimmten Werte für die maximal erreichbaren Fahrgeschwindigkeiten können durchaus als ausreichend für den Fahrzeugeinsatz in der gemäßigten Klimazone eingeschätzt werden.

Die Gründe für diese Steigerungen beruhen weitestgehend auf folgenden Optimierungen:

- bessere Luftabströmung hinter dem Kühler durch größeren Freiraum (drückende Lüfter)
- geringerer Druckverlust des Kühlers
- größere Kühlerfläche
- homogenere Kühlerdurchströmung
- geringere Kühlluftleckage durch Abdichtung
- höheres zulässiges Temperaturniveau des Stapelmoduls
- geringerer Wärmeeintrag des Stapelmoduls durch größere aktive Fläche



Neben der Optimierung des Kühlers und dessen luftseitiger Durchströmung wirkt sich demnach zum einen die höhere zulässige Stapelmodultemperatur von 85 °C (vormals 80 °C) und zum anderen der durch die größere aktive Zellfläche geringere Verlustwärmestrom (höherer Wirkungsgrad) positiv auf die kühlungsbedingten erreichbaren Fahrleistungen aus.

Nachteilig hingegen ist der nicht vernachlässigbar größere Luftwiderstand des Fahrzeugs. Sowohl der Fahrzeugquerschnitt  $A$  als auch der Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$ , die beide mit der dritten Potenz in die Fahrleistungskurve eingehen (vgl. Gl. 4.1), sind beim HyMotion3 größer.

Die folgende Betrachtung stellt das weitere Potential aber auch die Grenzen des optimierten Kühlsystems dar und soll eine Entwicklungstendenz für zukünftige Brennstoffzellenkühlsysteme aufzeigen. Die Berechnungen beruhen ausschließlich auf der im Klimawindkanal validierten Kühlsystems simulation. Grundlage der Untersuchung ist die VW-Entwicklungsprüfvorschrift EP 16500.10. Sie sieht zur Serienfreigabe von PKW, die im sog. Heißland verkauft werden sollen (darunter fallen die USA, Japan und China), ein Durchfahren des Towne-Passes im Death Valley, Kalifornien vor. Diese Passfahrt unterscheidet sich vom bereits beschriebenen Großlocknerzyklus im Wesentlichen durch die erheblich höhere Fahrgeschwindigkeit bei extremeren Außentemperaturen aber moderateren Steigungen. Abb. 8.21 zeigt das Höhen- und Steigungsprofil für den Towne-Pass-Fahrzyklus.

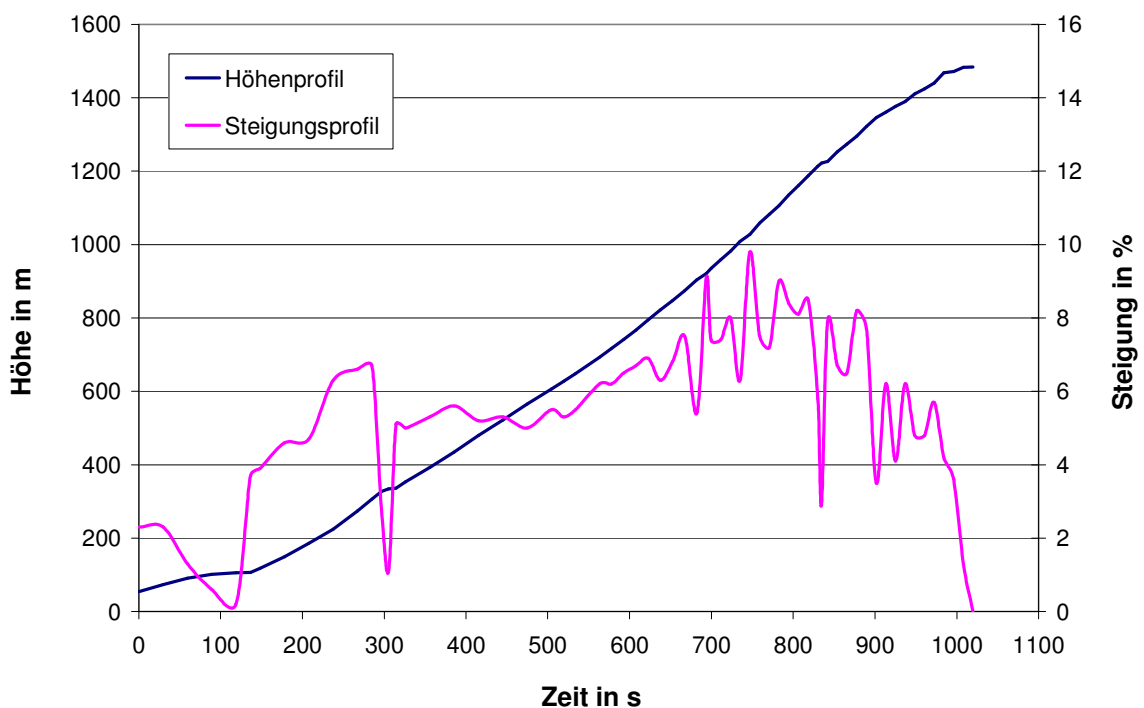


Abb. 8.21: Höhen- und Steigungsprofil des Towne-Passes

Zu Beginn der Fahrt liegt die Außentemperatur bei 50 °C und wird in Abhängigkeit der Höhe auf 38 °C abgesenkt. Dies entspricht etwa den real vorliegenden Temperaturen der Region in den Sommermonaten. Die Strecke von ca. 27 km wird mit einer Fahrgeschwindigkeit von 105 km/h befahren. Diese Bedingungen stellen bereits für Fahrzeuge mit Verbrennungsmo-

toren eine große Herausforderung dar, welche für Brennstoffzellenfahrzeuge aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz zwischen Kühlmittel und Umgebung entsprechend größer ist.

Auf Basis der Fahrleistungskurve und der Wirkungsgradkette des Antriebs und des Aggregates wird für den Towne-Pass der Wärmestrom berechnet, der am Kühler abgeführt werden muss. Dieser ist in Abb. 8.22 blau dargestellt. Die übrigen Kurven resultieren aus der Kühlungssimulation in KULI und stellen die bei den gegebenen Randbedingungen abführbaren Wärmeströme für verschiedene Stapelmodulbetriebstemperaturen dar.

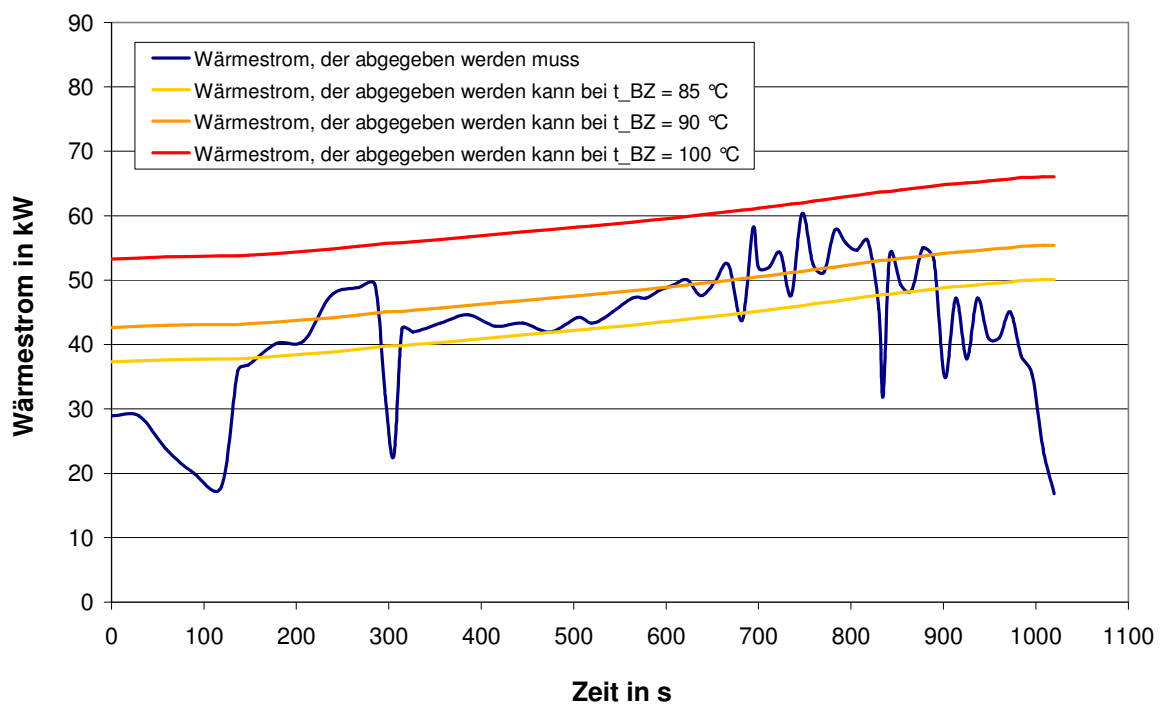


Abb. 8.22: Kühlerwärmeströme bei der Towne-Pass-Fahrt

In dieser Darstellung ist zu erkennen, dass bei der derzeitigen maximalen Dauerbetriebstemperatur des Stapelmoduls von 85 °C der Wärmestrom, der abgeführt werden kann, über weite Teile des Fahrprofils unterhalb des abzuführenden Wärmestromes liegt und somit eine Überhitzung des Kühlsystems und des Stapelmoduls erfolgen würde. Erst ab einer Stapelmodultemperatur von ca. 100 °C liegt die Kurve des abführbaren Wärmestromes oberhalb der des abzuführenden Wärmestromes. Es zeichnet sich demnach ab, dass zum Erreichen der erforderlichen Kühlleistung höhere Stapelmodulbetriebstemperaturen sinnvoll sind.

Wenngleich der Towne-Pass eine sehr hohe Belastung für die Kühlung des Stapelmoduls und der Systemkomponenten darstellt, sind auch darüber hinausgehende Belastungsarten (z.B. Bergfahrt mit Anhänger, etc.) denkbar. Zudem sollte künftig aus Bauraum- und Kostengründen der Trend wieder zu geringeren Kühlerflächen gehen. Demnach kann auf Basis der durchgeführten Analysen eine sinnvolle Betriebstemperatur für ein Brennstoffzellenfahrzeug von ca. 110 °C postuliert werden.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die thermodynamische Analyse und Optimierung eines Brennstoffzellensystems zum Antrieb von Kraftfahrzeugen. Der Fokus ist im Wesentlichen auf die Kühlung des Brennstoffzellenstapelmoduls gelegt, wobei aufgrund der Vielzahl an Schnittstellen zwischen der Kühlung und den anderen Teilsystemen (Wasserstoff- und Luftversorgung) auch eine ganzheitlichere Betrachtung erforderlich ist.

Zunächst werden in einem ersten Teil die wesentlichen thermodynamischen Grundlagen der Brennstoffzellentechnologie vorgestellt. Neben der Klassifizierung und Funktionsweise von Brennstoffzellen wird die in dieser Arbeit verwendete Nomenklatur zur Beschreibung der einzelnen Teilsysteme aufgeführt. Ein besonderes Augenmerk wird auf die Anforderungen an die Kühlung von Brennstoffzellen gelegt. In diesem Zusammenhang werden die Parallelitäten aber auch die Divergenzen zur Kühlung von herkömmlichen Verbrennungsmotoren aufgezeigt und daraus erste grundlegende Aspekte zur Optimierung der Brennstoffzellenkühlung abgeleitet.

Ein weiteres Kapitel behandelt den Aufbau und die Funktionsweise des in dem untersuchten Brennstoffzellenfahrzeug verbauten Stapelmoduls, des Gesamtsystems sowie der einzelnen Komponenten. Dabei wird anhand des Verfahrensfließbildes die Verschaltung der Komponenten erläutert, wobei im Besonderen die Schnittstellen zwischen dem Kühlsystem und den beiden Gasstrecken ausgearbeitet werden. Auch die jeweiligen Regelmechanismen, nach denen die Komponenten betrieben werden, werden thematisiert, da dies für das Verständnis im weiteren Verlauf der Arbeit von Belang ist.

In einem nächsten Schritt werden anhand dieses Brennstoffzellenfahrzeugs ausgiebig die Ergebnisse einer experimentellen Ist-Zustands-Analyse dargestellt. In diesem Kontext sind Fahrzeugmessungen im Klimawindkanal durchgeführt worden, die zum einen den Grenzbe- reich des Brennstoffzellenkühlsystems aufzeigen und zum anderen eine Grundlage zum Aufbau und zur Validierung eines dynamischen Kühlsystemsmodells bilden. Darüber hinaus werden weitere Messungen an system- sowie komponentenspezifischen Prüfständen erläutert. Ferner wird die bei den Messungen verwendete Messtechnik be- schrieben und eine sicherheitstechnische Betrachtung für den Betrieb von Wasserstofffahr- zeugen im Klimawindkanal durchgeführt. Die Auswertungen der Messungen beinhalten neben einer umfangreichen Erörterung von Messunsicherheiten gerade in Hinblick auf die angestrebte Modellbildung eine theoretische Betrachtung der Ergebnisse, wobei bereits Ansätze erarbeitet werden, die die gemessenen Effekte formelmäßig wiedergeben. Beson- deres Augenmerk wird der Messung des Großglockner-Zyklus gewidmet, welcher als ein oft verwendeter Abnahmezyklus für den Serieneinsatz von Kühlsystemkomponenten vorgestellt wird. Als Ergebnis ist hierbei festzuhalten, dass das Fahrzeug die Prüfkriterien aufgrund der mangelhaften Wärmeabfuhr an die Umgebung nicht erfüllt. Bereits hier zeichnet sich das für den weiteren Verlauf der Arbeit zugrundeliegende Optimierungspotential der Kühlung ab. Weitere Messungen im Klimawindkanal verfolgen das Ziel, Daten unter konstanten Randbe- dingungen zur Parametrierung eines Simulationsmodells zu gewinnen. Die wesentlichen Messgrößen sind hierbei Temperaturen, Drücke, Volumenströme und die elektrischen Verbräuche der Systemkomponenten. Mit Hilfe der vermessenen Strom-/Spannungs-Kennli-

nie des Stapelmoduls werden grundlegende Effekte des Stapelmodus abgeleitet und ein Rechenweg aufgezeigt, anhand dessen die Anteile an flüssigem und gasförmigem Produktwasser ermittelt werden können. Diese sind für die später in dieser Arbeit durchgeführten energetischen Betrachtungen von Nutzen. Anschließend wird die während der Messungen aufgetretene Fehlfunktion der Lüfter erörtert und mehrere Lösungen zur Behebung der vorliegenden Störung werden vorgestellt. Ein letzter Abschnitt der Ist-Zustands-Analyse widmet sich den Eigenschaften des verwendeten Kühlmittels und der mit ihm einhergehenden Korrosionsproblematik. Es werden Kühlmittel- sowie Materialproben untersucht, um die vorliegenden Korrosionseffekte zu erörtern und eine Auswahl an verwendbaren Werkstoffen zu erhalten. Ferner wird auf der Grundlage der verwendeten Materialien im Kühlsystem eine Auslegung des Ionentauschers durchgeführt. Der Ionentauscher hat hierbei die Aufgabe, die nicht oder nur unter sehr großem Aufwand vermeidbare Ionenkontamination des Kühlmittels mit einer einhergehenden Leitfähigkeitserhöhung zu kompensieren. Es wird eine Vorgehensweise vorgestellt, anhand derer sich bei den vorliegenden Randbedingungen ein Ionentauscher mit ausreichender Standzeit und minimaler Baugröße auslegen lässt.

An die Vermessung des Fahrzeugs sowie der einzelnen Kühlsystemkomponenten schließt sich die Modellbildung und der Aufbau einer Kühlsystems simulation an, welcher in drei Schritten erfolgt. Zunächst werden die gewonnenen Messdaten aus den Versuchen im Klimawindkanal in die Software KULI, welches speziell zur Abbildung der luftseitigen Kühlerdurchströmung verwendet wird, eingespeist. Mit diesen Daten ermöglicht KULI die Berechnung des nur mit großem Aufwand messbaren Motorraumdruckverlustes. Das auf diese Weise kalibrierte luftseitige Simulationsmodell wird anschließend dazu verwendet, ein auch über die Messungen im Klimawindkanal hinausgehendes Kennfeld der Kühlerdurchströmung in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der Lüfterdrehzahl zu ermitteln. Als nächster Schritt der Modellbildung schließt sich die Abbildung der hydraulischen Kühlsystemverschaltung und Parametrierung der jeweiligen Komponenten in Matlab/Simulink an. Anschließend erfolgt das Zusammenführen der beiden erstellten Modelle zur Kühlsystems simulation. Diese wird mittels der vorliegenden Messdaten zunächst hinsichtlich des hydraulischen und anschließend des thermischen Verhaltens validiert und der Messung des Großglocknerzyklus gegenübergestellt. Damit kann bestätigt werden, dass alle im Vorfeld festgelegten Kriterien für eine ausreichende Simulationsgüte in allen Betriebspunkten erreicht werden. Als letzter Schritt der Modellbildung wird das entstandene Kühlungsmodell zusammen mit den Teilmodellen der beiden Gasstrecken sowie des Stapelmoduls zu einer Gesamtsystems simulation zusammengeführt und über einen echtzeitfähigen HIL-Rechner mit dem realen Brennstoffzellensteuergerät verbunden. Somit ist ein Werkzeug geschaffen, welches als Grundlage für Optimierungen des Kühlsystems auf Komponentenebene sowie im Zusammenspiel der Komponenten untereinander auch über die Systemgrenzen der Kühlung hinaus dient. Mit Hilfe der erstellten dynamischen und echtzeitfähigen Gesamtsystems simulation werden zunächst Betrachtungen hinsichtlich der Systemaufheizeiten sowie der erreichbaren Fahrgeschwindigkeiten bei erhöhten Außentemperaturen durchgeführt. Letztere ergeben, dass bei einer Außentemperatur von 40 °C eine durch die mangelnde Wärmeabfuhr über das Kühlsystem bedingte maximale Dauerfahrgeschwindigkeit von 120 km/h in der Ebene und von ca. 40 km/h bei der Steigungsfahrt von 6 % erreicht werden kann.

Mit Hilfe von Sensitivitätsanalysen werden die wesentlichen Einflussfaktoren zur Optimierung der Wärmeabfuhr an die Umgebung ermittelt. Zu nennen sind in diesem Zusammenhang die luftseitige Durchströmung des Kühlers sowie dessen wärmeübertragende Fläche. Unter Verwendung des Simulationsmodells erfolgt eine Parametervariation, die bei den gegebenen Randbedingungen die optimale Kühlerblocktiefe bestimmt. Es gilt hierbei, das Optimum zwischen wärmeübertragender Fläche und luftseitigem Druckverlust zu ermitteln. Als Ergebnis der Untersuchung wird unter Berücksichtigung der Fertigungsmöglichkeiten und der Bau- raumrandbedingungen für ein neu aufzubauendes Brennstoffzellenfahrzeug die Kühlerblock- tiefe auf 52 mm festgelegt. Eine weitere Optimierungsmaßnahme berücksichtigt, dass die Durchströmung des Motorraumes hinter dem Kühler einen wesentlichen Anteil an den Gesamtströmungsverlusten ausmacht. Ziel ist es daher, die durch die im Vorderwagen platzierten Systemkomponenten verursachte Blockierung der Strömungswege zu reduzieren. Die Lösung dieses Ansatzes lässt sich durch die Verlagerung der Lüfter vor den Kühler realisieren. Die Lüfter nehmen in dieser Konfiguration einen bisher nicht genutzten Bauraum ein und drücken die Luft durch den Kühler. Dadurch entsteht ein größerer Freiraum hinter dem Kühler, der das Abströmen der Luft nach unten ermöglicht. Ferner verfügt die Hutze, in der die Lüfter montiert sind, über Staudruckklappen, die bei nicht angetriebenen Lüftern weitere Strömungswege durch den Kühler freigeben.

Eine weitere Verbesserung betrifft die thermostatische Regelung der Stapelmoduleintritts- temperatur. Das vormals verwendete Wachsthermostat wird durch ein elektrisch angetriebe- nes 3/2-Wege-Ventil ersetzt, wodurch die Temperatur des Stapelmoduls über einen weiten Betriebsbereich ohne die für Dehnstoffthermostaten übliche Regelabweichung konstant gehalten werden kann.

Ein nächster Abschnitt der Arbeit widmet sich einem neuen Kühlmittel, welches auf Basis von deionisiertem Wasser und Ethylenglykol beruht. Es ist mit speziellen nicht-ionischen Korrosionsinhibitoren versetzt, wodurch eine Erweiterung der verwendbaren Konstruktions- materialien bewirkt wird. Darüber hinaus wird die Auslegung der Ionentauscherpatrone auf die Randbedingungen des aufzubauenden Systems angewendet. Mit einem Bauvolumen von 0,7 l wird eine Ionentauscherstandzeit von 500 h oder 15000 km erreicht.

An die Komponentenauslegung schließt sich in einem folgenden Kapitel die Findung einer Verschaltungsvariante an, die allen Erfordernissen seitens des Stapelmoduls hinsichtlich Medienkonditionierung gerecht wird. Dazu werden zunächst die zulässigen Betriebsbedin- gungen des verwendeten Stapelmoduls aufgezeigt. Es wird auf die Eigenschaften und die Funktionsweise der zur Luft- und Wasserstoffversorgung verwendeten Komponenten einge- gangen, da sich daraus über die vorhandenen Schnittstellen zum Kühlsystem Bedingungen für die Verschaltung ableiten lassen. Dies betrifft zum einen die Auslegung der beiden Wärmeübertrager zum Erreichen der erforderlichen Gastemperaturen und -feuchten am Stapelmoduleintritt, zum anderen die Platzierung der einzelnen Wärmequellen und -senken innerhalb der Kühlsystemverschaltung. In diesem Zusammenhang gilt es über das Einhalten der Komponententemperaturgrenzen hinaus auch den Anforderungen der Fahrzeuginnen- raumtemperierung sowie den Voraussetzungen für den Froststart des Systems gerecht zu werden. Dies erfolgt anhand der dynamischen Kühlsystems simulation in Matlab/Simulink, in der zur Findung der Kühlsystemverschaltung die Komponenteneigenschaften hinterlegt sind.

Die ausgewählte Komponentenordnung sowie die Einbindung des Kühlsystems in die Gesamtsystemverschaltung werden abschließend vorgestellt.

Nach der Fertigstellung der nach der vorgestellten Gesamtsystemverschaltung aufgebauten optimierten Brennstoffzellenfahrzeuge gilt es im Folgenden die prognostizierten Systemoptimierungen anhand von Vermessungen im Gesamtfahrzeug sowie auf Prüfständen zu bestätigen. Zu diesem Zweck steht neben den für die Fahrzeuge verwendeten Aggregaten ein weiteres sogenanntes Laboraggregat zur Verfügung, welches das gleiche Package aufweist, aber darüber hinaus mit einer Vielzahl an zusätzlichen Sensoren ausgestattet ist. Mit diesem Laboraggregat wird eine Messreihe auf einem Aggregateprüfstand durchgeführt, die der Ermittlung aller relevanten thermodynamischen und elektrischen Systemgrößen bei verschiedenen stationären Betriebspunkten dient. Anhand der gemessenen Größen wird anschließend eine energetische Betrachtung des gesamten Aggregates für einen Betriebspunkt von 100 A Stapelmodulstromstärke durchgeführt. Die Ergebnisse werden zur Veranschaulichung in ein Sankey-Energiefluss-Diagramm überführt. Anhand dieser Darstellung lassen sich die Verluste der wesentlichen parasitären Verbraucher identifizieren und die in jeder Systemkomponente übertragenen Energieströme quantitativ beziffern. Das Stapelmodul verfügt über einen thermodynamischen Wirkungsgrad von ca. 51 %, bezogen auf den über den Brennwert bestimmten Energieinhalt des zugeführten Wasserstoffes. Der Gesamtsystemwirkungsgrad hingegen lässt sich aufgrund der Systemverbraucher auf 46 % bestimmen. Da das Reaktionsprodukt Wasser teilweise flüssig anfällt, muss hier der Brennwert des Wasserstoffes angesetzt werden, wenngleich dies keine Vergleichbarkeit zu den Wirkungsgraden von Verbrennungsmotoren zulässt, bei denen der Heizwert des Kraftstoffes angesetzt wird. Unter Verwendung des Heizwertes lassen sich ein Stapelmodulwirkungsgrad von 61 % und ein Aggregatwirkungsgrad von 54 % bestimmen. Eine Weiterführung zur energetischen Analyse des Aggregates stellt die durchgeführte exergetische Betrachtung dar, die unter Berücksichtigung des vorgestellten Umgebungsmodells eine qualitative Bewertung der Energieströme zulässt. Ein erstelltes Sankey-Exergiefluss-Diagramm zeigt die in den einzelnen Komponenten entstehenden Exergieverluste auf. Nennenswerte Exergieverluste lassen sich im Stapelmodul, im Wasserstoffdruckregler, im Befeuchter, bei der Wärmeübertragung sowie bei der Luftverdichtung feststellen. Die Summe der Exergieverluste beträgt bei der betrachteten Stapelmodulleistung etwa 27,4 % des zugeführten Exergiestromes. Ein Exergieverlust von 17,7 %, der im Stapelmodul auftritt, lässt sich bereits auf die begrenzte Wandelbarkeit des Wasserstoffs zurückführen. Diese kann über das Verhältnis der Brennstoffexergie zum Brennwert des Wasserstoffs bestimmt werden und ist somit eine Stoffeigenschaft des Wasserstoffs. Im Luftverdichter treten Exergieverluste infolge der irreversiblen Verdichtung von etwa 2,6 % auf. Ein hoher Anteil der elektrischen Arbeit wird hierbei dissipiert. Ein Ansatzpunkt zur energetischen Optimierung des Systems liegt folglich in der Nutzung der Abgasexergie (ca. 7,3 %) beispielsweise durch die Verwendung eines Expanders, der auf die Verdichterwelle wirkt.

Eine analog zur Vorgehensweise beim Vorgängerfahrzeug durchgeführte Vermessung des optimierten Fahrzeugs im Klimawindkanal soll die Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich der luftseitigen Kühlerdurchströmung und dessen Wärmeübertragerleistung unter realistischen Betriebsbedingungen bestätigen. Dabei werden zunächst stationäre Betriebspunkte auf dem in den Klimawindkanal integrierten Rollenprüfstand angefahren und die über den Kühler je-

weils abgeführten Wärmeströme messtechnisch erfasst. Die Ergebnisse lassen sich zum einen direkt mit denen des Vorgängerfahrzeugs vergleichen, werden zum anderen aber auch für die Kalibrierung des luftseitigen Kühlermodells in KULI herangezogen. Ferner wird im Klimawindkanal der Großglockner-Fahrzyklus mit der in der Prüfvorschrift vorgesehen Fahrgeschwindigkeit von 55 km/h nachgefahren. Anhand der Ergebnisse lässt sich die enorme Steigerung der Kühlerleistung insbesondere durch die durchgeführten Optimierungen der Kühlluftführung erkennen. Im Vergleich zum Vorgängerfahrzeug, bei dem beim Durchfahren des Zyklus bereits mit 35 km/h der Grenzbereich der Kühlleistung erreicht wird, besteht beim Fahrzeug mit dem optimierten Brennstoffzellensystem bei einer Geschwindigkeit von 55 km/h noch eine beträchtliche Reserve an Kühlleistung.

In einem weiteren Abschnitt wird eine alternative Bestimmung der luftseitigen Kühlerdurchströmung in Form einer Vorderwagen CFD-Berechnung vorgestellt. Diese erlaubt detaillierte Aussagen über den Luftmassenstrom durch den Kühler sowie die Strömungsverhältnisse im Vorderwagen und lässt das Ableiten von Strömungsoptimierungen bereits in einem frühen Stadium zu, in dem der Aufbau des Fahrzeugs noch virtuell geplant wird. Eine abschließende Gegenüberstellung der CFD-Berechnung mit den Ergebnissen aus der Vermessung des Fahrzeugs im Klimawindkanal in Verbindung mit dem Kühlermodell in KULI gibt Aufschluss über die jeweiligen Vor- und Nachteile der beiden Methoden.

Die abschließende Diskussion der Ergebnisse zeigt anhand einer analog zum Vorgehen beim Vorgängerfahrzeug durchgeführten Betrachtung die erreichbaren Fahrleistungen bei erhöhten Außentemperaturen von 40 °C. Bei der Fahrt in der Ebene kann durch die beschriebenen Optimierungen des Kühlsystems eine maximale Dauerfahr Geschwindigkeit von nun 162 km/h (vgl. 120 km/h vorher) bestimmt werden. Für die Steigungsfahrt (6 %) ist diese mit 78 km/h um mehr als den Faktor zwei höher als beim Vorgänger (37 km/h). Eine Simulation des Towne-Pass-Zyklus, der analog zum Großglockner den Abnahmezyklus von Kühlsystemen für Heißland-Fahrzeuge darstellt (Vermarktung in den USA, Japan, China, etc.), zeigt abschließend den Grenzbereich des optimierten Kühlsystems auf.

Da aufgrund der ZEV-Gesetzgebung und der Vorreiterrolle hinsichtlich emissionsfreier Kraftfahrzeuge die Einführung von ersten größeren Brennstoffzellenflotten voraussichtlich in Kalifornien und anderen nordamerikanischen Bundesstaaten erfolgen wird, muss seitens der Kühlung den dortigen Anforderungen und Umgebungsbedingungen Rechnung getragen werden. Aus derzeitiger Sicht kann dies nicht ausschließlich durch noch größere Kühlerflächen bzw. höhere Kühlluftvolumenströme abgeleistet werden. Die in dieser Arbeit beschriebenen Maßnahmen zur Kühlung des Stapelmoduls und der Systemperipherie erfüllen zwar die Anforderungen der gemäßigten Klimazone (Nord- und Mitteleuropa), sie reichen allerdings nicht aus, die Fahrzeuge in den sog. Heißländern zu betreiben. Mittel- bis langfristig wird es daher erforderlich sein, die Betriebstemperatur des Stapelmoduls anzuheben. Die Berechnungen ergeben, dass bereits ein Anheben der Betriebstemperatur auf ca. 110 °C ausreichen würde, den Bedingungen dieser klimatischen Zonen Rechnung zu tragen. Derzeit wird die Betriebstemperatur der verfügbaren Stapelmodule weitestgehend durch die Membranen selbst sowie deren Wassermanagement beschränkt. Zum einen halten die Polymergrundstoffe den thermischen Belastungen nicht stand und zum anderen verdampft mit höherer

Temperatur zunehmend mehr Wasser, was zur lokalen aber auch großflächigen Austrocknung der Membranen führen kann.

Ein vielversprechender Ansatz für die Zukunft ist der Einsatz von sogenannten Hochtemperatur-PEM-Brennstoffzellen. Dabei kann z.B. Polyphosphorsäure mit einer Siedetemperatur von über 200 °C als Elektrolyt eingesetzt werden. Die Brennstoffzellen können bei Temperaturen um die 160 °C und ohne Befeuchtung betrieben werden, welches den Vorderwagenkühler aufgrund der hohen Arbeitstemperatur kleiner ausfallen lässt. Dieses Konzept bringt allerdings den Nachteil mit sich, dass die verfügbare Leistung bei niedrigen Temperaturen gering ausfällt und ein energetischer Mehraufwand bis zum Erreichen der Betriebstemperatur erforderlich ist. Darüber hinaus besteht eine weitere Herausforderung darin, gerade bei Temperaturen unterhalb des Siedepunktes von Wasser, eine Auswaschung der Phosphorsäure aus den Membranen zu verhindern.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte thermodynamische Analyse zeigt auf deutliche Weise, welches Potential die Brennstoffzellentechnologie zur Sicherstellung einer emissionsfreien, hocheffizienten und somit ressourcenschonenden Mobilität der Zukunft mit sich bringt. Neben den Herausforderungen der Lebensdauererhöhung und der Kostenreduktion gibt es bei PEM-Brennstoffzellenfahrzeugen die Maßgabe, einen sicheren Betrieb und eine möglichst breite Einsatzfähigkeit zu gewährleisten. Gerade für die Einsatzfähigkeit, die der eines Fahrzeugs mit verbrennungsmotorischem Antrieb in nichts nachstehen sollte, konnte das Kühlsystem als einer der begrenzenden Faktoren identifiziert werden. Am Beispiel der in dieser Arbeit durchgeführten Optimierungen wird sehr deutlich, dass hinsichtlich des technologischen Fortschritts von Brennstoffzellensystemen zum Antrieb von Kraftfahrzeugen noch großes Potential vorliegt, das es durch weiterführende Forschungstätigkeiten auszu-schöpfen gilt.



## 10 Formelzeichen und Indizes

### 10.1 lateinische Buchstaben

$a$	Beschleunigung	$\text{m/s}^2$
$A$	Fläche	$\text{m}^2$
$Bi$	Biot-Zahl	-
$G$	freie Enthalpie	$\text{J/mol}$
$C$	Konstante	-
$c_p$	spezifische Wärmekapazität	$\text{J/(kgK)}$
$c_w$	Luftwiderstandsbeiwert	-
$d$	Durchmesser	$\text{m}$
$e$	spezifische Exergie, Elementarladung	$\text{J/kg}$
$\dot{E}$	Exergiestrom	$\text{W}$
$f$	Reibungswiderstand	-
$F$	Kraft, Faraday-Konstante	$\text{N}, \text{C/mol}$
$g$	Erdbeschleunigung	$\text{m/s}^2$
$G$	gesuchte Größe	-
$Gr$	Grashof-Zahl	-
$h$	spezifische Enthalpie	$\text{J/kg}$
$H$	Enthalpie	$\text{J}$
$\dot{H}$	Enthalpiestrom	$\text{W}$
$H_o$	Brennwert	$\text{J/kg}$
$H_u$	Heizwert	$\text{J/kg}$
$I$	Stromstärke	$\text{A}$
$k$	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
$k_v$	Ventilwiderstandsbeiwert	$\text{m}^3/\text{h}$
$L$	Länge	$\text{m}$
$m$	Masse	$\text{kg}$
$\dot{m}$	Massenstrom	$\text{kg/s}$

$M$	Molmasse	kg/mol
$n$	Zellenanzahl, Polytropenexponent, Drehzahl	-, -, 1/s
$Nu$	Nusselt-Zahl	-
$p$	Druck	bar
$P$	Leistung	W
$Pr$	Prandtl-Zahl	-
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	W/m <sup>2</sup>
$Q$	Wärme	J
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$r$	Radius	m
$R$	Gaskonstante	J/(kgK)
$Re$	Reynolds-Zahl	-
$S$	Entropie	J
$t$	Zeit	s
$T$	Temperatur	K
$u$	Messunsicherheit	-
$U$	Spannung	V
$v$	Geschwindigkeit	m/s
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$\dot{V}$	Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s
$x$	Messgröße	-
$x^- (x^+)$	untere (obere) Garantiefehlergrenze	-
$y_w$	wahrer Wert	-
$z$	freier Ladungsträger	-

## 10.2 griechische Buchstaben

$\alpha$	Winkel, Wärmeübergangskoeffizient	°, W/(m <sup>2</sup> K)
$\beta$	Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K

$\varepsilon$	Emissionsgrad	W/m <sup>2</sup>
$\gamma$	Gleichverteilungsindex	-
$\eta$	Wirkungsgrad, dynamische Viskosität	-, kg/(ms)
$\kappa$	Isentropenexponent	-
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit,	W/(mK)
$\nu$	kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\zeta$	dimensionsloser Druckverlust	-
$\Delta$	Differenz	-

### 10.3 Indizes

A	Austritt
aufw	Aufwand
Br	Brennstoff
BZ	Brennstoffzelle
Durch	Durchtritt
dyn	dynamisch
E	Eintritt
Ein	Eintritt
ec	elektrochemisch
el	elektrisch
ex	exergetisch
F	Fluid
gas	gasförmig
ges	gesamt
K	Kontrollmasse

---

Konz	Konzentration
KM	Kühlmittel
KW	Kühlwasser
L	Luft
liq	flüssig
m	mittlerer
M	Messwert, Medium
max	maximal
N	Nernst
nutz	Nutzen
poly	polytrop
s	isentrop
S	System
Str	Strahlung
th	thermisch, thermodynamisch
U	Umgebung
V	Verdichter
verd	verdampfungs-
verl	Verlust
Z	Zelle
W	Wand, wahrer Wert, Wasser

## 11 Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1:	Unterscheidung zwischen BZ, BZ-Stapel, BZ-Stapelmodul, BZ-System/-Aggregat und BZ-Antrieb [DIL05] .....	10
Abb. 2.2:	Schematische Darstellung einer Polymermembran-Brennstoffzelle [REU01] ....	11
Abb. 2.3:	Schematische Darstellung der Strom-Spannungs-Kennlinie und der verschiedenen Überspannungen [STO02] .....	15
Abb. 2.4:	Gegenüberstellung der Energieströme eines BZ-Fahrzeugs und eines Dieselfahrzeugs [FEL04] .....	16
Abb. 2.5:	Schnittdarstellung vom Vorderwagen des HyMotion2 .....	17
Abb. 3.1:	Schematischer Aufbau des Dehnstoffthermostaten .....	24
Abb. 3.2:	Gemessene Mediendrücke bei konstanter Last .....	25
Abb. 4.1:	Aufbau des Klimawindkanals und dessen Betriebsparameter .....	30
Abb. 4.2:	Gegenüberstellung der Kühlluftströmung in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit für die reale Fahrt und die Messfahrt im Klimawindkanal .....	31
Abb. 4.3:	HyMotion2 im Klimawindkanal .....	32
Abb. 4.4:	Position der Temperatursensoren t1 - t8 und der Volumenstromsensoren V1 - V4 während der Messungen im Klimawindkanal .....	34
Abb. 4.5:	Purgevolumenstrom bei Abschaltung aus Volllast .....	35
Abb. 4.6:	Außentemperatur während der Messfahrten .....	37
Abb. 4.7:	Steigungs- und Höhenprofil des Großglockner-Zyklus .....	38
Abb. 4.8:	Zuordnung der Temperaturmesswerte zu den Kontrollmassen (oben), Ansätze für den zeitlichen Verlauf des Wärmestromes für die Kontrollmassen (unten) .....	48
Abb. 4.9:	Angenommene Bewegung einer Kontrollmasse durch das Stapelmodul (oben) sowie korrespondierender Wärmefluss zwischen Kontrollmasse und Stapelmodul (unten) unter Voraussetzung eines stationären Betriebspunktes sowie der Ansätze gemäß Gl. 4.20 bzw. Gl. 4.25 für den Wärmeübergang in der Zelle .....	49
Abb. 4.10:	Verlauf des Wärmestromes vom Stapelmodul in das Kühlwasser, mit verschiedenen Ansätzen gerechnet .....	50
Abb. 4.11:	Sankey-Diagramm des Kühlsystems, Daten über Messfahrt GG gemittelt .....	53
Abb. 4.12:	Bilanzfehler bestehend aus Pumpenleistung, Konvektions- und Strahlungsanteilen .....	57
Abb. 4.13:	Gemessene Wärmeströme zwischen Kühlmittel und den einzelnen Komponenten für die Konstantfahrten .....	58
Abb. 4.14:	Schematische Darstellung der Strom/Spannungs-Kennlinie .....	58
Abb. 4.15:	Strom/Spannungs-Kennlinie sowie Leistungskurve für die Konstantfahrten .....	59
Abb. 4.16:	Darstellung der Stapelmodulwirkungsgrade .....	60
Abb. 4.17:	Gemessene Wärmeströme zwischen Kühlmittel und den einzelnen Komponenten für die dynamische Messfahrt GG .....	62
Abb. 4.18:	Temperatur- und Kühlmittelvolumenstromverlauf des Kühlers für den GG-Zyklus .....	63

Abb. 4.19:	Ausschnitt der Kühler Temperaturen und der Lüfteransteuerung aus den Großglocknermessdaten.....	64
Abb. 4.20:	Regelstrecke des Lüfters .....	65
Abb. 4.21:	Draufsicht Laborsystem .....	67
Abb. 4.22:	Schematische Darstellung der für die Differenzdruckmessung verwendeten Messstutzen sowie die Abmessungen der Stutzen .....	68
Abb. 4.23:	Fließbild des Laborsystems während der durchgeführten Druckverlustmessungen.....	69
Abb. 4.24:	Druckverlustkennlinie des Ionentauschers .....	73
Abb. 4.25:	Thermostatdruckverluste in Form der $k_v$ -Werte in Abhängigkeit der Temperatur .....	74
Abb. 4.26:	Leitfähigkeitserhöhung verschiedener EPDM-Mischungen .....	78
Abb. 4.27:	Filterkolonne ausgeführt als Zwei-Bett-Tauscher .....	79
Abb. 4.28:	Kontamination der Kühlwasserproben.....	81
Abb. 5.1:	Verschaltung der Kühlluftführung in KULI .....	84
Abb. 5.2:	Wärmeübertragerkennfeld des Frontendkühlers .....	85
Abb. 5.3:	Kühlluftkennfeld des HyMotion 2.....	87
Abb. 5.4:	Lüfter- und Anlagenkennlinie der Kühlluftführung.....	87
Abb. 5.5:	Exemplarisches zeitliches Verhalten der Temperatur auf einen Lastsprung.....	91
Abb. 5.6:	Gegenüberstellung von Messung und Simulation der Kühlerdaten des Großglocknerzyklus .....	92
Abb. 5.7:	Simulierte Aufheizzeiten bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Außentemperaturen .....	93
Abb. 5.8:	Ausschnitt des simulierten Großglocknerzyklus mit 45 km/h.....	94
Abb. 5.9:	Erreichbare Fahrgeschwindigkeit in der Ebene (HyMotion2).....	95
Abb. 5.10:	Erreichbare Fahrgeschwindigkeit bei einer Steigung von 6 % (HyMotion2).....	96
Abb. 5.11:	Kopplung von HIL-Rechner, Steuergerät und Gesamtsystemsimulation .....	97
Abb. 6.1:	Sensitivitätsanalyse der Kühleraustrittstemperatur.....	100
Abb. 6.2:	Luftmassenströme der Kühler für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten (mit und ohne Lüfter) .....	102
Abb. 6.3:	Kühleraustrittstemperaturen der Kühler bei den entsprechenden Wärmeströmen (mit und ohne Lüfter) .....	103
Abb. 6.4:	Schemata der Lüfterpositionierungen von oben (links: saugende Lüfter, rechts: drückende Lüfter) .....	104
Abb. 6.5:	Kühler-/Lüftermodul des HyMotion3.....	105
Abb. 6.6:	Gegenüberstellung der Lüfter- und Anlagenkennlinien von HyMotion2 und HyMotion3 .....	106
Abb. 6.7:	Reaktionszeiten der verschiedenen Thermostatvarianten.....	107
Abb. 6.8:	Gegenüberstellung des stationären Thermostatregelverhaltens .....	108
Abb. 7.1:	Verschaltung des Hohlfasermoduls .....	111
Abb. 7.2:	REM-Bild einer einzelnen Hohlfaser .....	111
Abb. 7.3:	Kompressorkennfeld mit eingezeichneter Bedarfskennlinie des Stapelmoduls.....	112
Abb. 7.4:	Bezeichnung der Temperaturen des Wärmeübertragers.....	113
Abb. 7.5:	Technische Zeichnung des Luftwärmeübertragers.....	114

Abb. 7.6:	Aufbau des Wasserabscheiders .....	115
Abb. 7.7:	Verschaltung der Strahlpumpe und des Rezirkulationsverdichters.....	116
Abb. 7.8:	Differenzenkennfeld des Kompressormoduls.....	117
Abb. 7.9:	lastabhängiger Wärmeeintrag des Luftverdichtermoduls.....	118
Abb. 7.10:	Temperaturabhängigkeit der Strom/Spannungs-Kennlinien .....	121
Abb. 7.11:	Kühlungsverschaltung des Luft- und Wasserstoffverdichters .....	123
Abb. 7.12:	Verschaltung der Wärmeübertrager (Variante 1).....	124
Abb. 7.13:	Verschaltung der Wärmeübertrager (Variante 2).....	124
Abb. 7.14:	CAD-Modell des Vorderwagenpackages (HyMotion3).....	127
Abb. 8.1:	Aufbau des Laboraggregates im Aggregateprüfstand .....	130
Abb. 8.2:	Ergebnisse der Vermessung des Laboraggregates bei einer Stromstärke von 100 A .....	131
Abb. 8.3:	Wirkungsgrade des Laboraggregates .....	132
Abb. 8.4:	Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher .....	133
Abb. 8.5:	Systemgrenze für die Energiebilanz des Laboraggregates .....	134
Abb. 8.6:	Energieflussdiagramm des Laboraggregates bei einer Stromstärke von 100 A .....	136
Abb. 8.7:	Exergieflussdiagramm des Laboraggregates bei einer Stromstärke von 100 A .....	141
Abb. 8.8:	Tiguan HyMotion3 im Klimawindkanal .....	143
Abb. 8.9:	Kühler- und Stapelmodul-Wärmeströme bei den Konstantfahrten.....	144
Abb. 8.10:	Gegenüberstellung des Kühlluftmassenstromes der beiden Fahrzeuggenerationen .....	145
Abb. 8.11:	Höhen- und Steigungsprofil des Großglockners bei 55 km/h.....	146
Abb. 8.12:	Leistungs- und Temperaturverlauf der Großglockner-Passfahrt.....	146
Abb. 8.13:	Thermostatregelung beim HyMotion3 .....	147
Abb. 8.14:	Lüfterregelung beim HyMotion3 .....	148
Abb. 8.15:	Pumpensteuerung beim HyMotion3 .....	149
Abb. 8.16:	Geschwindigkeitsverteilung im Vorderwagen .....	151
Abb. 8.17:	Massenstromdichteverteilung des Kühlers bei 40 km/h.....	152
Abb. 8.18:	Gegenüberstellung der Ergebnisse aus dem Klimawindkanal und der CFD- Berechnung .....	153
Abb. 8.19:	Erreichbare Fahrgeschwindigkeit in der Ebene (HyMotion3) .....	155
Abb. 8.20:	Erreichbare Fahrgeschwindigkeit bei einer Steigung von 6 % (HyMotion3).....	156
Abb. 8.21:	Höhen- und Steigungsprofil des Towe-Passes.....	157
Abb. 8.22:	Kühlerwärmeströme bei der Towe-Pass-Fahrt .....	158

## 12 Tabellenverzeichnis

Tab. 2.1:	Enthalpien sowie Spannungen für die Wasserstoffoxidation bei 25 °C [STO02] .....	12
Tab. 4.1:	Technische Daten der zusätzlich in das Fahrzeug integrierten Sensoren und der Geräte zur Messwerterfassung .....	33
Tab. 4.2:	Randbedingungen der Messfahrten .....	36
Tab. 4.3:	Messunsicherheiten für die Volumenstrommesskette .....	43
Tab. 4.4:	Messunsicherheiten für die Temperaturmesskette .....	43
Tab. 4.5:	Wärmeströme und Messunsicherheiten bei den Konstantfahrten .....	54
Tab. 4.6:	Wärmeströme durch Strahlung und Konvektion sowie durch die Pumpe eingetragene Wärmeleistungen .....	56
Tab. 4.7:	Ein- und ausgetragene Wärmemengen über den GG-Zyklus.....	62
Tab. 4.8:	Technische Daten der Differenzdrucksensoren .....	67
Tab. 4.9:	Sensoren, Positionen und unterbrochene Systemzweige der Komponentenvermessung .....	69
Tab. 4.10:	Messunsicherheiten der Druckmesskette.....	70
Tab. 4.11:	Liste der untersuchten Materialien und Zuordnung hinsichtlich Verwendbarkeit .....	77
Tab. 4.12:	Berechnung der Ionentauscherstandzeit.....	82
Tab. 6.1:	Ausgangsbetriebsbedingungen der Sensitivitätsanalyse.....	99
Tab. 7.1:	Belastungsgrenzen als Kriterien für die Kühlsystemverschaltung .....	122
Tab. 7.2:	Volumenstromaufteilung innerhalb der Kühlsystemverschaltung .....	125



**13 Literatur**

- [AIT00] Ait Tahar, M.; Stollenwerk, J.  
Einführung in die Fehlerrechnung.  
Skript Physikalisches Praktikum, FH Köln, 2000
- [ALS03] Alshamani, K.  
Equations for Physical Properties of Automotive Coolants.  
SAE-Paper 2003-01-0532
- [ANG06] Angermann, H.; et al  
Mikrowärmeübertrager für Brennstoffzellensysteme.  
ATZ 05/2006
- [BAE06a] Baehr, H. D.  
Thermodynamik.  
13. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2006
- [BAE06b] Baehr, H. D.; Stephan, K.  
Wärme- und Stoffübertragung.  
5. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2006
- [BAU89] Bauer, B.  
Thermodynamische Bewertung chemischer Reaktoren.  
Chem.-Ing.-Tech. Reihe 61 (1989) Nr. 11, S. 870-878, 1989
- [BEC00] Beck, L.; Betz, J.; Hammer, H.  
Perspektiven der Simulation im Wärmemanagement.  
Calculus 6/2000
- [BEI03] Beier, M.  
Numerische Sensitivitätsanalyse der Kühlluftströmung durch einen Kraftfahrzeugvorderwagen.  
Dissertation, RWTH-Aachen, Aachen, 2003
- [BER07] Bernstein, L.; et. al.  
Climate Change 2007: Synthesis Report.  
IPCC Plenary XXVII, Valencia, Spanien, 2007
- [BET99] Betz, J.  
Einsatz von Simulationswerkzeugen bei der Entwicklung von Motorkühlsystemen.  
Audi AG, Ingolstadt, 1999
- [BET04] Betz, J.; Antzenberger, T.; Kobs, T.  
Entwicklungstendenzen der Wärmemanagementsimulation im Bereich Kühlung und Klimatisierung bei AUDI.  
Haus der Technik, Wärmemanagement, Essen, 2004

- [BUN06] Woher kommt die dicke Luft? - CO<sub>2</sub>-Emissionen und die Verursacher.  
Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, 2006
- [BUS77] Buss, E.; Engel, L.  
Aspekte moderner Kühlwasserpflge.  
Erdöl, Kohle und Erdgas – Petrochemie vereinigt mit Brennstoff-Chemie, Bd. 30,  
Heft 7, 1977
- [CER05] Cerbe, G.; Wilhelms, G.  
Technische Thermodynamik.  
Carl Hanser-Verlag, München, 2005
- [CHA03] Chanfreau, M; et. al.  
The Need for an Electrical Water Valve in an THERmal Management Intelligent  
System (THEMIS™).  
SAE International, 2003
- [COR03] Cortese, M.E.; James, R. L.  
A study of material compatibility with deionized water.  
SAE-Paper 2003-01-0804
- [COW01] Cownden, R.; et. al.  
Exergy analysis of a fuel cell power system for transportation applications.  
Exergy Int. Journal 1(2) (2001) S. 112-121, 2001
- [DAM03] Damodaran, V.; Moududur, R.  
Front-end Cooling Airflow Performance Prediction Using Vehicle System Resis-  
tance.  
SAE-Paper 2003-01-0273
- [DEG91] Degremont, G.  
Water treatment handbook.  
sixth edition, 1991
- [DIE98] Dietz, S.  
Die Auswirkung aerodynamischer Eigenschaften auf das Thermomanagement  
eines Kraftfahrzeuges.  
Audi AG, Ingolstadt, 1998
- [DIL05] Dildey, A.  
Die PEM-Brennstoffzelle als alternativer PKW-Antrieb.  
Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik, Band 8, TU Braunschweig, 2005
- [DIN96] DIN 1319-3: Grundlagen der Messtechnik  
Auswertung von Messungen einer einzigen Messgröße, Messunsicherheiten.  
Ausgabe Mai, 1996

- [DOR80] Dorward, R. C.  
Evaluating the Corrosion Resistance of Aluminum Heat Exchanger Materials.  
ASTM (American Society for Testing and Materials) STP 705, 1980
- [EIF05] Eifler, G.; Burkard, M.; Kawert, F.  
Bedarfsabhängig geregelte Motorkühlung - Versuch und Simulation.  
MTZ 3/2005
- [EIT06] Eitel, J.  
Effizienzsteigerungen bei Fahrzeugkühlsystemen und Wärmeübertragern.  
VDA-Kongress, Umwelt und Energie, München, 2006
- [ETO00] Eton, Y.; et. al.  
Wind-Tunnel Tests of Vehicle Cooling System - Performance at High Blockage.  
RMIT University, Bundoora, Australia, 2000
- [FEL04] Fell, S.; et al.  
Ein Überblick über die Brennstoffzellenfahrzeug-bezogenen CFD Anwendungen  
am Beispiel des „HydroGen 3“.  
VDI-Berichte Nr. 1846, 2004
- [FRA98] Franke, U.  
Prozessbewertung ohne Exergie.  
Internetbericht unter [www.fh-flensburg.de/ima/Exergieb.pdf](http://www.fh-flensburg.de/ima/Exergieb.pdf), 1998
- [FUN00] Funk, C.  
Einfluss mehrfach geladener Ionen auf das Verhalten von Ionentauschermembranen.  
Fortschritts-Berichte VDI, Reihe 3 Verfahrenstechnik, Nr. 655, Düsseldorf, 2000
- [GOC05] Goch, G.  
Messtechnik und Sensorik.  
Laborskript, Universität Bremen, 2005
- [GOE07] Gößling, S.  
Simulation eines Brennstoffzellensystems.  
Diplomarbeit, VW AG, Wolfsburg, 2007
- [GOE99] Göttlicher, G.  
Energetik der Kohlendioxidrückhaltung in Kraftwerken.  
VDI-Bericht Nr. 421, Reihe 6, Düsseldorf, 1999
- [HAM83] Hamann, W.; Wulj, H.-J.  
Frost- und Korrosionsschutzmittel – Bausteine und Anforderungen.  
Metalloberfläche 37, 1983

- [HEI06] Heinle, D.; Riegel, H.; Weinbrenner, M.  
Fahrzeugintegration des R744-Kältekreislaufs  
ATZ 06/2006
- [HER89] Herbsleb, G.; Szederjei, E.  
Korrosionsbeständigkeit von Verbindungen von Rohren aus nichtrostenden  
Stählen in Wässern.  
Werkstoffe und Korrosion 40, S. 651-660, 1989
- [HOR06] Horst, E.; Treffinger, P.  
Zukünftige Antriebstechniken im Vergleich - Hylite, eine Technologieplattform für  
Brennstoffzellenhybride.  
ATZ 05/2006
- [HUS05] Hussain, M.; et. al.  
Thermodynamic analysis of a PEM fuel cell power system.  
International Journal of Thermal Science 44, S.903-911, 2005
- [IEA08] International Energy Agency  
World Energy Outlook 2008 – Presentation to the Press.  
International Energy Agency, London, 2008
- [ISH04] Ishihara, A.; et. al.  
Exergy analysis of polymer electrolyte fuel cell system using methanol.  
Journal of Power Sources 126, S. 34-40, 2004
- [JAN05] Jansen, H.  
Brennstoffzellen als Beitrag zum Klimaschutz – Wunsch oder Wirklichkeit?  
FH Hannover, Fachbereich Maschinenbau, 2005
- [KNA05] Knauf, B.; Pantow, E.  
Auslegung eines Kühlsystems mit elektrischer Kühlmittelpumpe.  
MTZ 11/2005
- [KLO99] Kloster, R.  
Thermodynamische Analyse und Optimierung von Gas-/Dampfturbinen-Kombi-  
Kraftwerken mit integrierter Kohlevergasung.  
VDI-Bericht Nr. 409, Reihe 6, Düsseldorf, 1999
- [KUE03] Kühnert, P.  
Auslegung einer Wirbelschichtvergasung zur energetischen Nutzung von Bio-  
masse.  
Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, Berlin, 2003
- [LIE92] Liebold, G. A.; Meszaros, L. L.; Schmidt, H. H.  
European Automotive Coolant Technology.  
BASF Aktiengesellschaft, Ludwigshafen, 1992

- [LIN03] Linnemann, C.  
Thermodynamic Analysis of Fuel Cells.  
Dissertation, Universität Hannover, Hannover, 2003
- [LUN02] Lund, C.; Strauss, T.  
Virtuelle Motorströmungen - CFD-Anwendungen in der Motorenentwicklung.  
Haus der Technik, München, 2002
- [LUN04a] Lund, C.; et. al.  
Bewertung der Kühlluftströmung im Motorraum mit 1D und 3D Verfahren.  
Haus der Technik, Wärmemanagement IV, Essen, 2004
- [LUN04b] Lund, C.  
Eine analytische 1D-Beschreibung der luftseitigen Durchströmung eines vereinfachten Fahrzeugkühlsystems.  
Volkswagen AG, Wolfsburg, 2004
- [MAE04] Mäge, B.  
Messunsicherheit „light“  
Verwendung von Messunsicherheitsangaben in der täglichen Praxis des Messens im Automobilbau.  
VDI Verlag GmbH, 2004
- [MAH03] Mahmoud, K. G.; Loibner, E.; Wiesler, B.  
Simulation-Based Vehicle Thermal Management System - Concept and Methodology.  
SAE-Paper 2003-01-0276
- [MAN02] Mann, K.; Schmitt, M.; Zeitz, M.  
Modellbasierte Regelung und Applikation eines Thermomanagement-Motorkühlsystems.  
VDI-Berichte Nr. 1672, 2002
- [MAR03] Martin, D.  
Update – adaption of traditional cooling airflow management to advanced technology vehicles.  
General Motors Corporation, Michigan, USA, 2003
- [MER04] Mert, S. O.; et. al.  
Exergoeconomic analysis of a vehicular PEM fuel cell system.  
Journal of Power Sources 165, S. 244-252, 2007
- [MIL78] Miller, D. S.  
Internal Flow Systems.  
BHRA Fluid Engineering, 1978

- [MOE04] Möller, R.; Müller, M.  
Korrosionsarten und deren Beeinflussung.  
Technischer Brief 12a, Fa. SurTec, 2004
- [MUE98] Müller, M.; Klingbiel, F.; Kahlstorf, U.  
Rechnersimulation von Kfz-Kühlkreisläufen.  
ATZ 07/1998
- [MUE03] Mueller, S. A.; et. al.  
Leaching of Ions from Fuel Cell Vehicle Cooling System and Their Removal to  
Maintain Low Conductivity.  
SAE-Paper 2003-01-0802
- [NIT94] Nitsche, W.; Swoboda, M.  
Strömungsmesstechnik.  
Springer-Verlag, Berlin, 1994
- [OPP06] Opperbeck, G.; et. al.  
Hochintegriertes Frontendmodul.  
ATZ 01/2006
- [POE99] Poestgens, U.  
Thermostatische Regeltechnik im Automobil - Intelligente Temperaturregelung für  
Kühlkreisläufe.  
Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 1999
- [PUC01] Pucher, H.  
Messtechnische Übung II  
Skript, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, 2001
- [RAS98] Rasenack, W.  
Parametervariationen als Hilfsmittel bei der Entwicklung des Fahrzeug-Package.  
Dissertation, TU Berlin, Berlin, 1998
- [REU01] Reuschel, G.  
„Brennstoffzelle – Eine Chance für die Saarländische Industrie“.  
IZES-Workshop, Ticon GmbH, Frankfurt, 2001
- [RIE07] Riedl, K.  
Exergetische und exergoökonomische Bewertung von Verfahren der Energie-  
und Stoffwandlung.  
Dissertation, Universität Halle-Wittenberg, Halle/Saale, 2007
- [SAU05] Sausen, E.; et. al.  
Prüfung und Eignung von Kühlmittelzusätzen für die Kühlflüssigkeit von Verbren-  
nungsmotoren – Richtlinien für ein Prüfverfahren.  
FVV, Frankfurt am Main, 2005

- [SCH79] Schwenk, W.  
Die Bedeutung der Ionen starker Säuren und Basen bei der Korrosion unlegierter Stähle mit und ohne Beschichtung.  
Verlag Chemie, Weinheim, 1979
- [SCH92] Schäfer, H.-J.  
Verdampfungskühlsysteme für PKW-Motoren.  
Dissertation, TH Darmstadt, Darmstadt, 1992
- [SCH01] Schwarz, S.  
Sensitivitätsanalyse und Optimierung bei nichtlinearem Strukturverhalten.  
Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2001
- [SCH02] Schmitz, S.  
Thermodynamische Analyse eines Brennstoffzellen-Systems zur dezentralen Stromerzeugung.  
VDI-Bericht Nr. 475, 2002
- [SCH03] Schubert, E.; Winter, U.  
Entwicklung der Brennstoffzelle bei GM/Opel - Technische Fortschritte und Strategien.  
Adam Opel AG, Rüsselsheim, 2003
- [SCH06] Schäfer, S.; et. al.  
Modellbasierte Volumenstrombestimmung zum Betrieb eines Brennstoffzellen-Kühlsystems.  
VDI-Bericht Nr. 1931, 2006
- [SIE07] Siemer, M.  
Lokale Entropieproduktionsraten in der Polymerelektrolyt-Membran-Brennstoffzelle.  
Dissertation, Helmut-Schmidt-Universität Hamburg, Hamburg, 2007
- [STE06] Steinberg, P.  
Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V  
Haus der Technik, Fachbuch Band 68, Essen, 2006
- [STO02] Stolten, D.  
Skriptum zur Vorlesung „Grundlagen und Technik der Brennstoffzellen“.  
RWTH Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, 2002
- [STP00] St-Pierre, J.; et. al.  
Relationships between water management, contamination and lifetime degradation in PEFC.  
Journal of New Materials for Electrochemical Systems, S. 99-106, 2000

- [STR02] Stroh, C.; Hager, J.  
Optimizing Thermal Management of Vehicles Using Advanced Simulation Tools.  
SAE-Paper 2002-01-1026
- [SUR95] Surek, D.  
Zustandsänderung und Aufheizung des Gases in Seitenkanalverdichtern.  
Forschung im Ingenieurwesen, Bd. 61, Nr. 5, 1995
- [TAK05] Takamasa, I.  
Analysis of compact heat exchangers as an intercooler in PEMFC systems.  
ASME Summer Heat Transfer Conference HT 2005-72460, California, USA, 2005
- [TUE04] Tüber, K.  
Analyse des Betriebsverhaltens von Polymer-Elektrolyt-Membran-Brennstoffzellen für portable Systeme.  
Dissertation, Universität Duisburg-Essen, Duisburg, 2004
- [WAG03] Wagner, J. R.; et. al.  
Smart Thermostat and Coolant Pump Control for Engine Thermal Management Systems.  
SAE World Congress, Detroit, Michigan, 2003
- [WET01] Wetzel, W.  
Übertragbarkeit aerodynamischer Beiwerte von Windkanalversuchen im Modellmaßstab auf reale Fahrzeuggeometrien.  
Dissertation, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2001
- [WIE92] Wiebe, R. D.; Dick, J. M.  
Heavy-Duty Coolant Regeneration by Dual-Resin Deionisation.  
SAE-Paper 1992-921636
- [WIL03] Williams, J.  
Aerodynamic Drag of Engine-Cooling Airflow With External Interference.  
Ford Motor Company, 2003
- [WOL00] Woltereck, S.  
Wasser mit Schuss.  
Auto-Service-Praxis 6/2000
- [WUE69] Wuest, W.  
Strömungsmechanik.  
Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1969
- [ZHA03] Zhang, Y.; et. Al.  
Mathematical modelling of vehicle fuel cell power system thermal management.  
SAE-Paper 2003-01-1146



- [ZIT07] Zittel, W.  
Crude Oil – The Supply Outlook.  
Report to the Energy Watch Group, EWG-Series No 3, 2007

## 14 Anhang

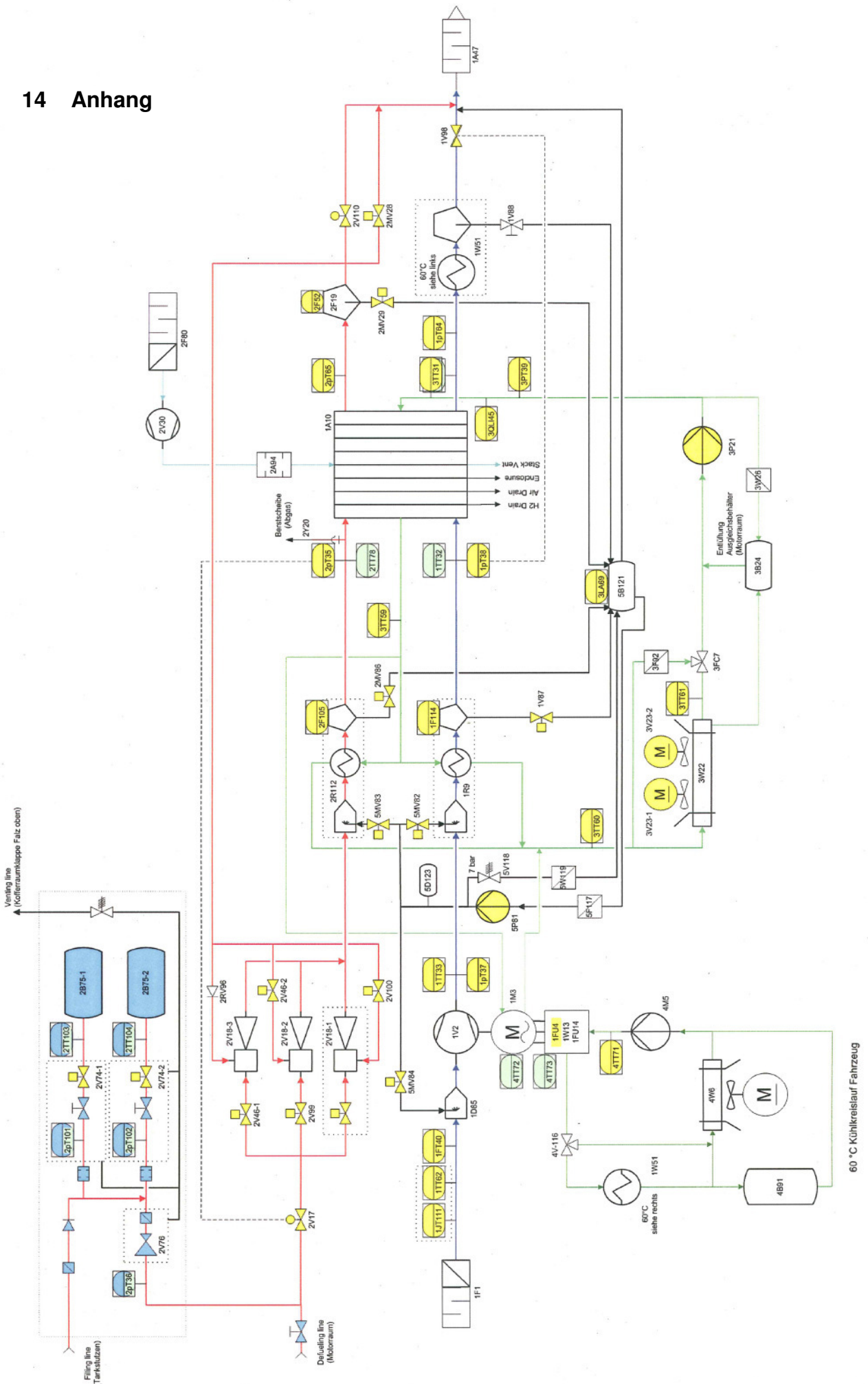


Abb. 14.1: Fließbild der HyMotion2-Brennstoffzellensystems

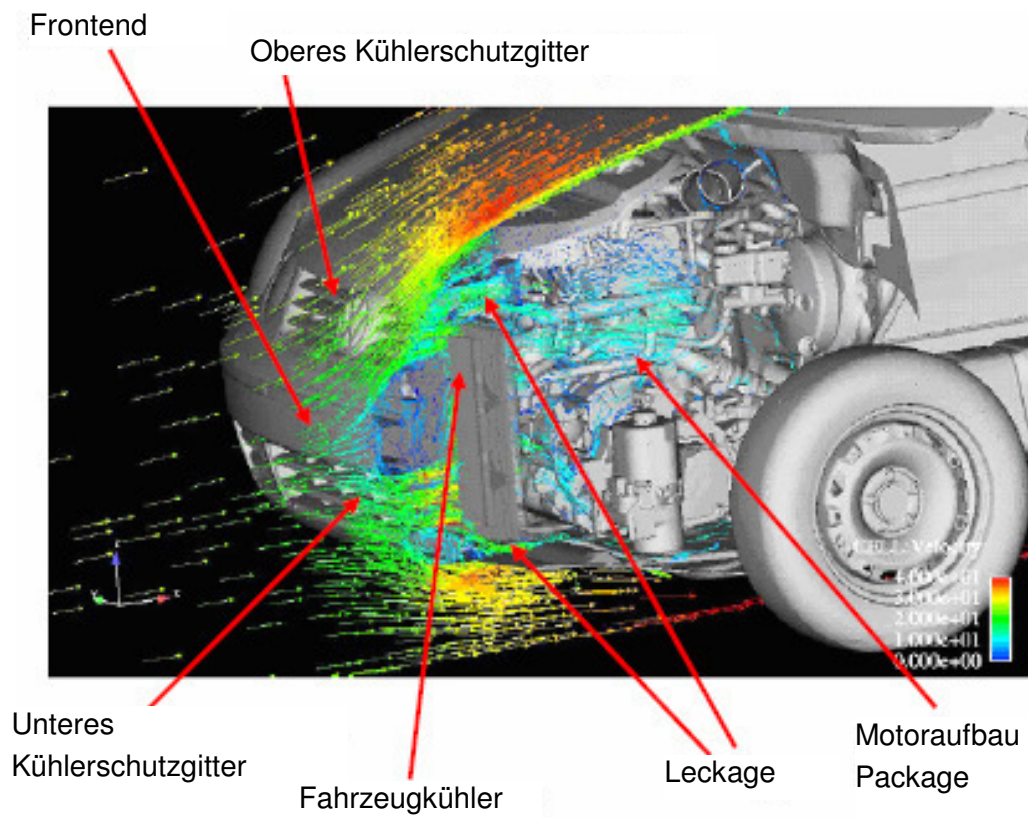


Abb. 14.2: CD-Simulation des Fahrzeugvorderwagens

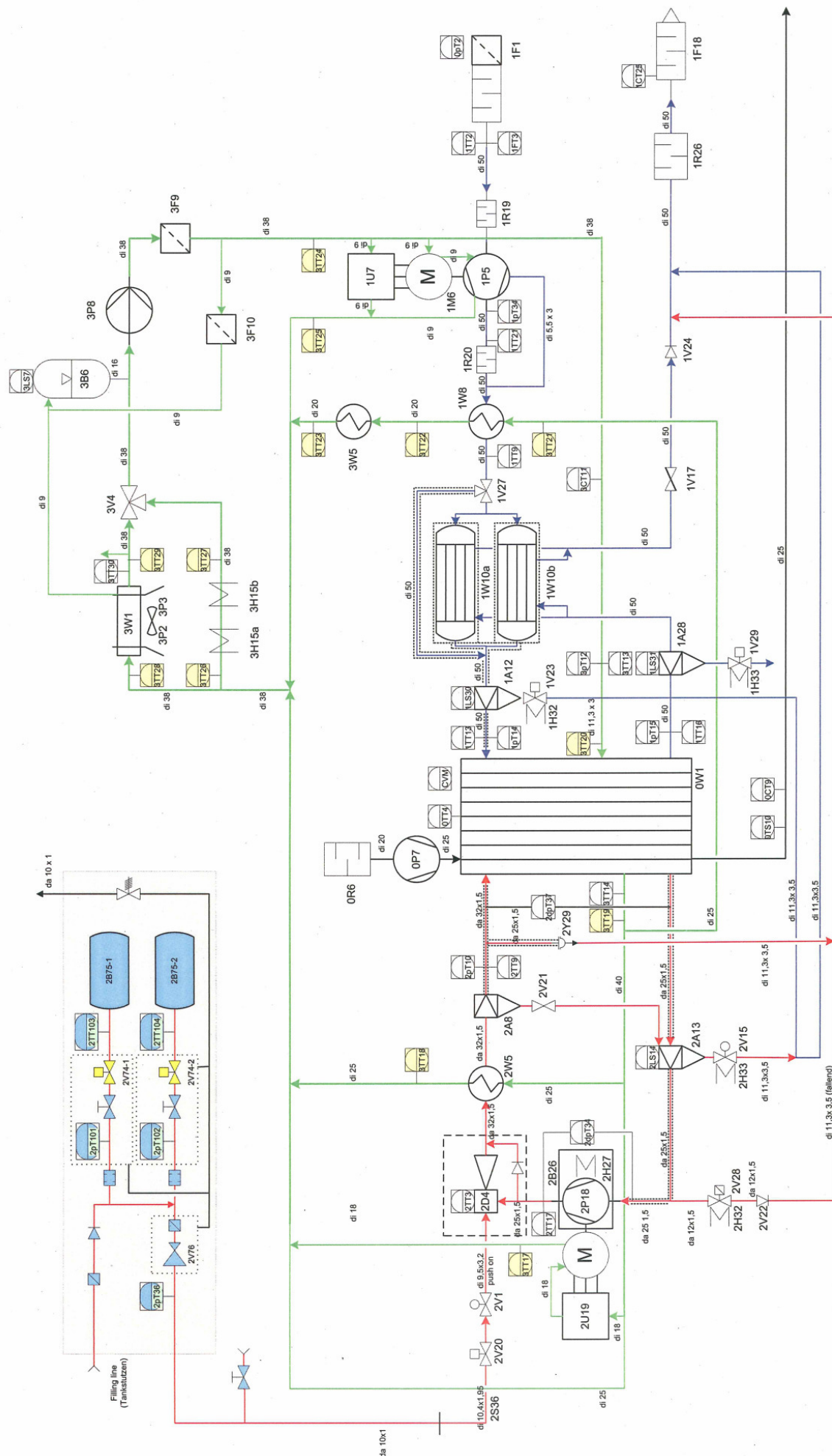


Abb. 14.3: Fließbild der HyMotion3